

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Návrh zkušebního zařízení pneumatických rotačních
motorů**

**Design of Test Equipment of Pneumatic Rotary
Motors**

Student:

Bc. Vojtěch Řeháček

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Vojtěch Řeháček

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma:

Návrh zkušebního zařízení pneumatických rotačních motorů
Design of Test Equipment of Pneumatic Rotary Motors

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši k problematice konstrukcí pneumatických rotačních motorů a měření jejich parametrů.
2. Pro zvolené rozmezí velikostí motorů zvolte snímače, navrhnete způsob brzdění a vypracujte návrh konstrukce zkušebního zařízení.
3. Sestavte zkušební zařízení, navrhnete metodiku měření a proveďte měření charakteristik vybraných motorů.
4. V prostředí Matlab-Simulink-Simscape sestavte model motoru a porovnejte výsledky výpočtu s měřeními.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
- BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 p. ISBN 978-3-540-69470-0.
- KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0.
- Katalogy a podklady firem Parker Hannifin, Deprag, Rexroth a další.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



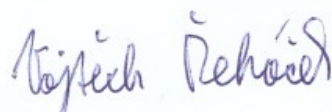
doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2016

Vojtěch Řeháček
.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Řeháček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Opavská 266, Hradec nad Moravicí

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval všem, kteří mi pomohli při realizaci mé diplomové práce. V první řadě mému vedoucímu Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D. za vytrvalou a věcnou pomoc, jak při realizaci standu a měřeních, tak při konzultacích.

Dále pak Ing. Bc. Jakubu Řeháčkovi, DiS. za překlady a technickou podporu, panu Svatopluku Čechovi a panu Hanelovi z firmy Kovosatek CZ s.r.o. za nezištnou realizaci výpalků, panu Josefu Svobodovi za výrobu hřidelí, panu Karlovi za výrobu svařenců a panu Kamilu Zvolenskému za pomoc při výrobě součástí standu.

A v neposlední řadě bych rád poděkoval mým rodičům a snoubence za umožnění studia na vysoké škole.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŘEHÁČEK, V. *Návrh zkušebního zařízení pneumatických rotačních motorů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 94 s., Vedoucí práce: Dvořák, L.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zkušebního zařízení pro proměřování rotačních pneumatických motorů. V úvodní části jsou popsány konstrukce rotačních pneumatických motorů. Dále jsou specifikovány potřebné snímače měřícího zařízení a je provedena volba brzdění. Podrobně je popsán návrh a realizace měřícího zařízení. Na něm proběhla sada měření za účelem zjištění charakteristik pneumatického motoru Parker P1V-P012F01800. Měření jsou doplněna o základní výpočty charakteristik. Je provedeno vyhodnocení a srovnání naměřených výsledků. V poslední části je pneumatický obvod vymodelován pomocí programu Matlab Simulink Simscape.

Klíčová slova: rotační pneumatický motor; měření charakteristik

ANOTATION OF MASTER THESIS

ŘEHÁČEK, V. *Design of Test Equipment of Pneumatic Rotary Motors: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 94 p., Thesis head: Dvořák, L.

The aim of the theses is to design structural test equipment for measurements of pneumatic rotary motors. Structure of pneumatic rotary motors is described in first part of the thesis along with specification of required sensors and breaking options. Design and practical implementation of measuring equipment are described in the consequent part. Measuring equipmnet was used for series of measurements in order to determine characteristics of the pneumatic motor Parker P1V-P012F01800. The results are complemeted by basic calculations. Also evaluation and comparison of the results has been made. In the last part pneumatic circuit has been modeled by MATLAB Simulink Simscape software.

Key words: rotary pneumatic motor; characteristics measurement

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	10
1 Úvod.....	11
2 Konstrukce rotačních pneumatických motorů.....	12
2.1 Lamelové motory	12
2.2 Pístové motory	15
2.2.1 Radiální motory	15
2.2.2 Axiální motory.....	18
2.3 Turbínové motory	19
2.4 Zubové motory	20
2.5 Přehled vyráběných pneumatických motorů z pohledu katalogových parametrů	23
3 Návrh zkušebního standu	24
3.1 Volba snímačů a hlavních komponent	24
3.1.1 Pneumatický motor.....	26
3.1.2 Způsob brzdění a volba brzdy	29
3.1.3 Způsob upínání motorů.....	31
3.2 Konstrukce a realizace zkušebního zařízení	32
4 Popis měřicího obvodu.....	35
4.1 Schéma měřicího obvodu a popis prvků	36
4.2 Popis proměřovaných úloh.....	39
4.2.1 Základní měření	39
4.2.2 Měření při škrcení na vstupu a výstupu z motoru	40
4.2.3 Měření lamelového motoru	42
4.2.4 Proměřování dynamiky systému	44
4.3 Průběh měření a zpracování výsledků	45
5 Vyhodnocení měření	48
5.1 Vyhodnocení základního měření	48
5.2 Vyhodnocení měření při škrcení na vstupu a výstupu z motoru.....	52
5.3 Porovnání charakteristik s měřením na předchozím standu.....	55

5.4	Vyhodnocení měření lamelového motoru	56
5.5	Vyhodnocení proměřené dynamiky systému	57
5.6	Porovnání měření a teoretických vypočtených hodnot	58
6	Sestavení modelu v prostředí Matlab Simulink Simscape	59
6.1	Modelování obvodu pomocí Matlab Helpu	59
6.2	Modelování obvodu pomocí Rotary Pneumatic Piston Chamber	62
6.3	Vyhodnocení matematické simulace	69
7	Závěr.....	70
8	Použité zdroje:	72
	Seznam výkresové dokumentace	74
	Seznam příloh.....	76
	Přílohová část	77

Seznam použitých značek a symbolů

M	Krouticí moment	[Nm]
M_{kzab}	Záběrový moment motoru	[Nm]
P	Výkon	[W]
P_{max}	Maximální výkon	[W]
P_s	Skutečný výpočtový výkon motoru	[W]
Q	Průtok vzduchu	[dm ³ .min ⁻¹]
S_{efekt}	Efektivní plocha ventilu	[mm ²]
V_g	Geometrický objem motoru	[m ³]
V_{gd}	„Mrtvý“ objem	[m ³]
T	Teplota	[°C]
a	Korekční součinitel	[1]
d	Průměr	[mm]
d_L	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
l	Délka	[m]
\bar{m}	Specifická spotřeba	[dm ³ .min ⁻¹ .W ⁻¹]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
n_{max}	Maximální otáčky	[min ⁻¹]
n_{min}	Minimální otáčky	[min ⁻¹]
n_{opt}	Optimální otáčky	[min ⁻¹]
p	Tlak	[Pa]
p_i	Střední indikovaný tlak	[Pa]

1 Úvod

Pneumatické mechanismy jsou nedílnou součástí strojních pohonů. I přes svá specifika, jako např. nutnost úpravy vzduchu, jsou v jistých průmyslových oblastech nenahraditelnými zdroji mechanického pohybu. Oproti svým hlavní konkurentům: hydraulickým a elektrickým mechanismům, mají pneumatické mechanismy své specifické výhody. Mezi ty nejvýznamnější patří: přetížitelnost s nedestruktivními důsledky na mechanismus, centrální rozvod stlačeného vzduchu, absence zpětného vedení, vysoké pracovní rychlosti, zamezení vnikání nečistot z okolí (práce při vnitřním přetlaku), možnost použití v provozech se zvýšenými nároky na hygienu, vysokou teplotu prostředí a bezzkratová funkce.

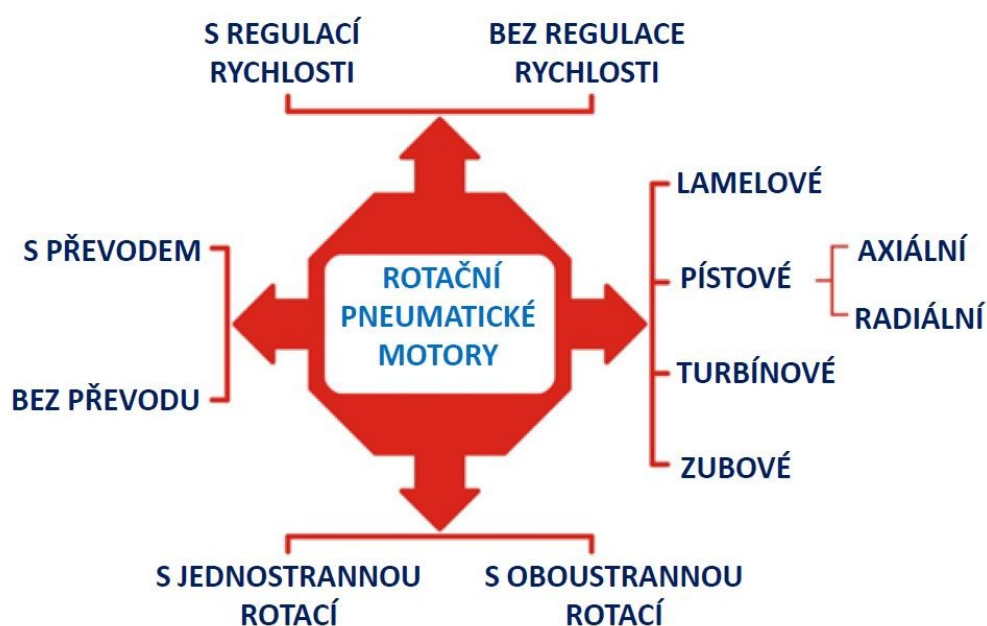
Pravdou ovšem zůstává, že pneumatické mechanismy pracují s relativně nízkými účinnostmi a s vysokými výrobními náklady pracovního média - stlačeného vzduchu. Statisticky se uvádí, že až 50% vyrobeného stlačeného vzduchu se ztratí bez užitku. Vezmeme-li v potaz, že 1 m_N³ stlačeného vzduchu stojí zhruba 0,4 Kč a až 80% nákladů na výrobu jsou náklady na elektrickou energii, musí být použití pneumatického mechanismu velmi dobře promyšleno.[12] Značnou nevýhodou je také zvýšená hluková zátěž pro okolí.

Pneumatické rotační motory mají široké využití v mnoha průmyslových odvětvích. Pro jejich správnou funkci je potřeba znát jejich pracovní specifika, charakteristiky, výhody a nevýhody konstrukčních uspořádání.

V následujícím textu naleznete přehled konstrukčních řešení rotačních motorů, jejich vlastnosti a nejvhodnější oblasti použití. Pro ověření parametrů byl vybrán rotační pístový motor Parker P1V-P012F01800. Pro tyto účely bude proveden návrh a realizace měřicí trati pro rotační motory s maximálním výkonem do 500 W. Díky vytvořenému standu, na kterém probíhá snímání, jak mechanických, tak pneumatických veličin, bude zajištěno získání základních parametrů motoru. Získané veličiny motoru budou dále zpracovány a následně ověřovány matematickým modelem, vytvořeným pomocí programu Matlab Simulink Simscape.

2 Konstrukce rotačních pneumatických motorů

Rotační pneumatické motory lze rozdělit do mnoha různých kategorií. Nejčastěji se u motoru uvádí jeho konstrukční uspořádání, např. motor lamelový nebo axiální pístový. Dále pak jsou upřesňující informace, jako směr otáčení, regulace rychlosti a mechanizace výstupní hřídele. Na Obr. 2.1 lze vidět jednu z možností rozdělení.



Obr. 2.1 Možné rozdělení pneumatických rotačních motorů

Dále budou nastíněny funkční principy, oblasti použití, případně charakteristiky jednotlivých motorů rozdělených dle konstrukce.

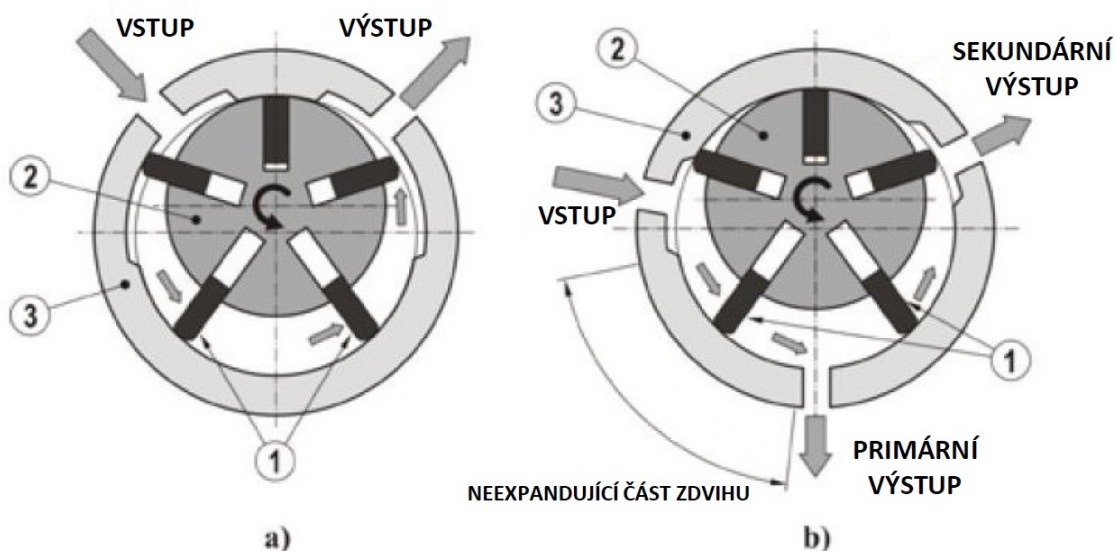
2.1 Lamelové motory

Jedná se o nejrozšířenější řešení rotačního pneumatického motoru. Vyznačují se kompaktními rozměry a nízkou váhou. Můžeme je nalézt jako pohony u ručních vrtaček, brusek a utahováků. Vyrábějí se ve dvojím provedení: expandující typ s neúplnou expanzí (Obr. 2.2 a) a neexpandující typ (Obr. 2.2 b). Dále je možné volit mezi motorem s jednostranným otáčením nebo s reverzací pohybu. [1] [2]

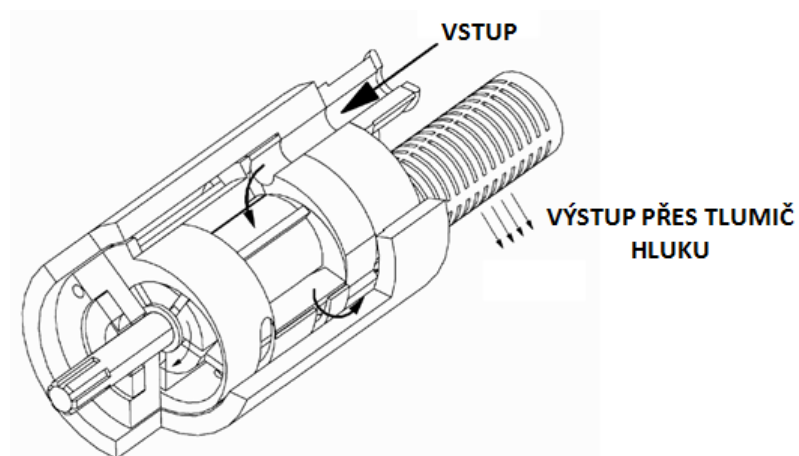
Z důvodu lepších pracovních parametrů se motory často vyhotovují v kompaktním provedení s integrovanou planetovou převodovkou. Ta má za následek snížení otáček výstupní hřídele, ale zvýšení krouticího momentu. Což je v praxi žádoucí.

Princip funkce je patrný z Obr. 2.2. Rotor motoru 2 a tělo motoru (stator) 3 jsou uloženy vůči sobě s excentricitou. V místě nejmenší vůle je těsnění dvou sousedních ploch zajištěno olejovým filmem. To je také důvod, proč je nutné provozovat lamelový rotační motor v mazaném režimu. Excentricky uložený rotor je vyroben s podélnými drážkami, ve kterých jsou uloženy lamely 1. Tyto se vlivem odstředivé síly, či silou vinuté pružiny při otáčení rotoru vysouvají. Vrchol lamely klouže po vnitřní stěně statoru. Pracovní mezera je opět utěsněna olejovým filmem. „*Stlačený vzduch je přiváděn do motoru otvorem ve statoru. Zde působí na činnou plochu lamely. V okamžiku, kdy další lamela přestoupí vstupní otvor, působí na předcházející lamelu pouze tlak expandujícího vzduchu, který je uzavřen v pracovním prostoru. Jak je z Obr.2.2 patrné, zvětšují se při otáčení rotoru činné plochy lamel. Tyto se v jistém okamžiku vyrovnají a účinek expandujícího vzduchu zaniká.*“ [1]

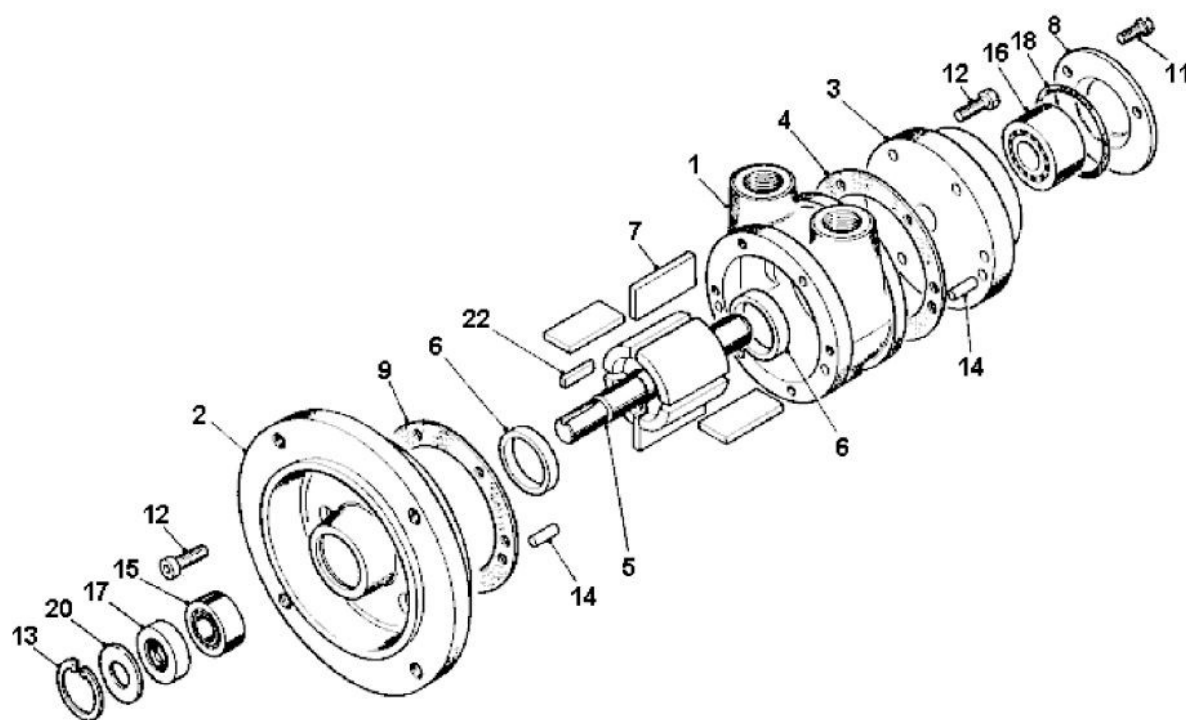
Uvádí se, že maximální otáčky nezatíženého lamelového motoru mohou být až 20 000 min⁻¹ a krouticí moment se pohybuje v rozmezí od 1 Nm do 147 Nm (v závislosti na velikosti konstrukce a výrobci). [2]



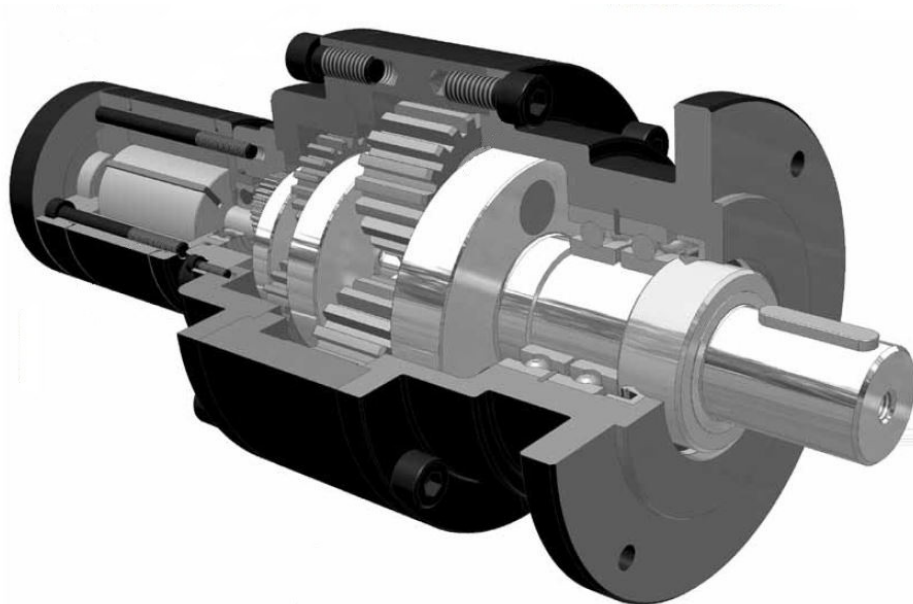
Obr. 2.2 Funkční princip lamelového pneumatického motoru [2]



Obr. 2.3 Funkční princip lamelového pneumatického motoru [11]



Obr. 2.4. Rozložený lamelový pneumatický motor M250C od firmy TSA Bologna; 1 – Tělo, 2 – Přední příruba, 3 – Zadní kryt, 4 – Těsnění, 5 – Hlavní hřídel, 6 – Ejekční kroužek, 7 – Lamely, 8 – Závěrná deska, 9 – Distanční deska, 11 – Šroub, 12 – Šroub zadního krytu, 13 - Pojistný kroužek, 14 – Kolík, 15, 16 – Ložisko, 17 – Těsnění, 18 – O kroužek, 20 – Těsnící kroužek, 22 – Klínek [3]



Obr. 2.5 Řez lamelovým rotačním motorem s integrovanou planetovou převodovku od firmy Parker [6]

2.2 Pístové motory

2.2.1 Radiální motory

Radiální uspořádání pístů je v dnešní době mnohem více rozšířené než konstrukce s axiálním vedením pístu. Písty se vůči válcům dají velmi dobře utěsnit, což s sebou nese minimální objemové ztráty v průběhu pracovního cyklu.

Radiální pneumatické motory se dají rozdělit na dvě varianty, a to na hvězdicové uspořádání pracovních pístů a na více zdvihové radiální motory s křivkovou vodící dráhou. První zmiňované se vyrábějí v zásadě s lichým počtem pístu, nejčastěji se třemi a pěti. Písty jsou spojeny s hřídelí přes excentrický klikový mechanismus. [2] Řez radiálním pístovým motorem s pěti písty je zobrazen na Obr. 2.7.

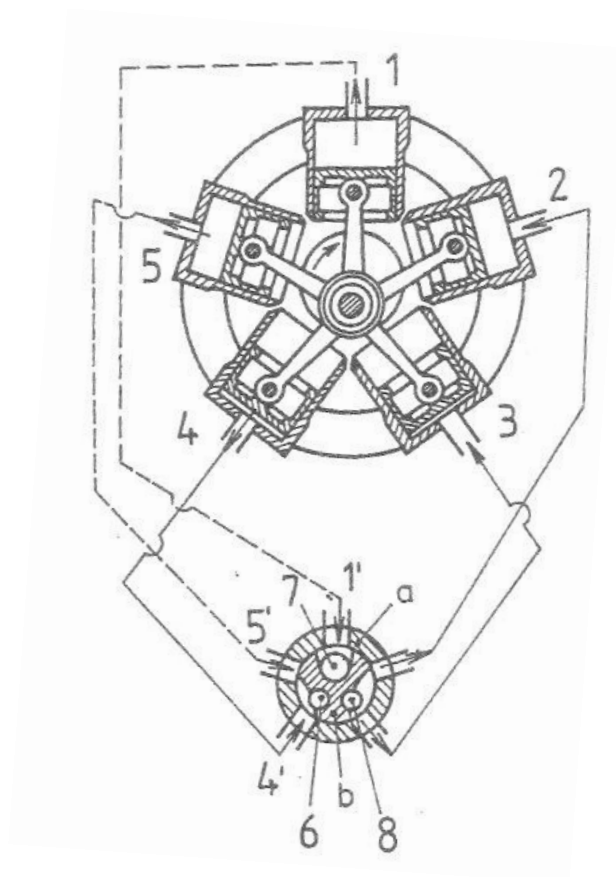
Z důvodu přesného řízení průtoku stlačeného a odpadního vzduchu je nutné, aby byl vzduch k jednotlivým pístům distribuován přes rotační válcové šoupátko. To je pevně fixováno na hlavní hřídeli a díky tomu je vzduch vždy přiváděn ke správnému pístu. Funkce rotačního válcového šoupátka a rozvod vzduchu je podrobně zobrazena na Obr. 2.6.

„V pouzdře a s pěti otvory, spojenými s příslušnými válci motoru se otáčí válcové šoupátko b s axiálními otvory 6, 7, 8. Při otáčení klikového hřídele naznačeným směrem se stejným

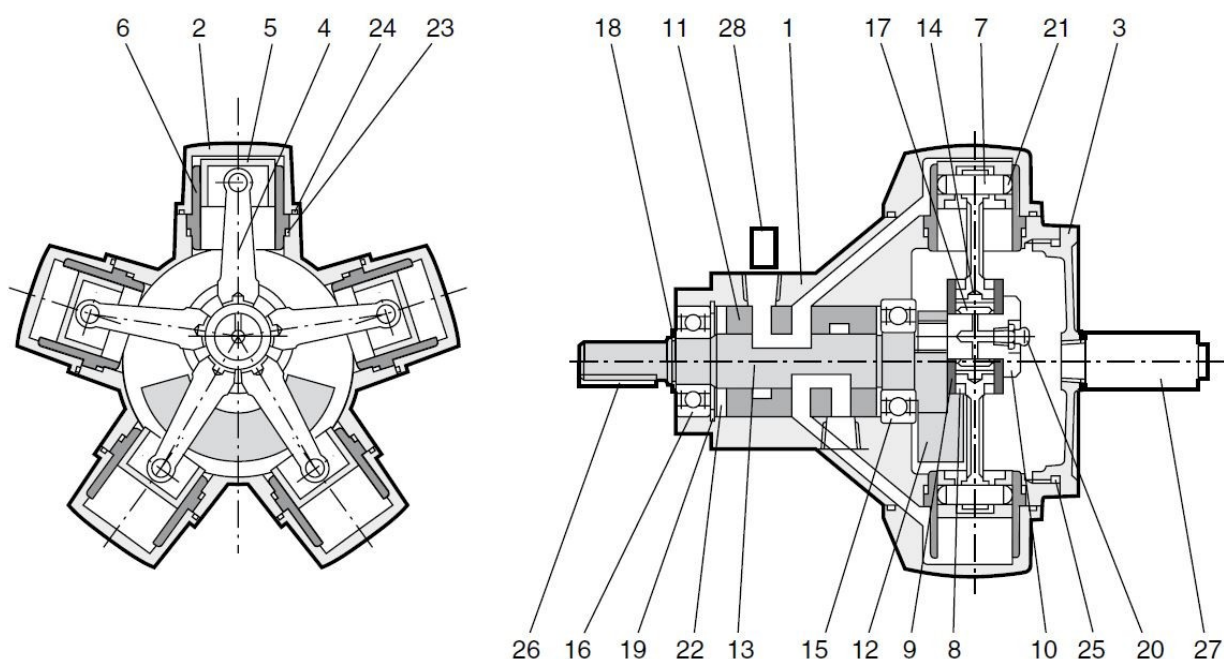
směrem otáčí i šoupátko a využitý vzduch z válců 1, 5, 4 odchází otvory 1', 5', 4' v rozvodném pouzdře do kanálů 6 a 7 a odtud do výfuku. Při otáčení ovládá šoupátko postupně vstup a výstup vzduchu pro všechny válce. “. [1]

V případě reverzace otáček motoru je nutné přestavit ventilem v přívodu vzduchu k motoru vstup stlačeného vzduchu z kanál 8 do kanálu 6. Díky přivedenému tlakovému vzduchu do kanálu 6 je pak vzduch distribuován do pracovního prostoru válců 4 a 5. Válce 1, 2, 3 jsou v tomto okamžiku spojeny s výfukem díky kanálům 7 a 8. [1]

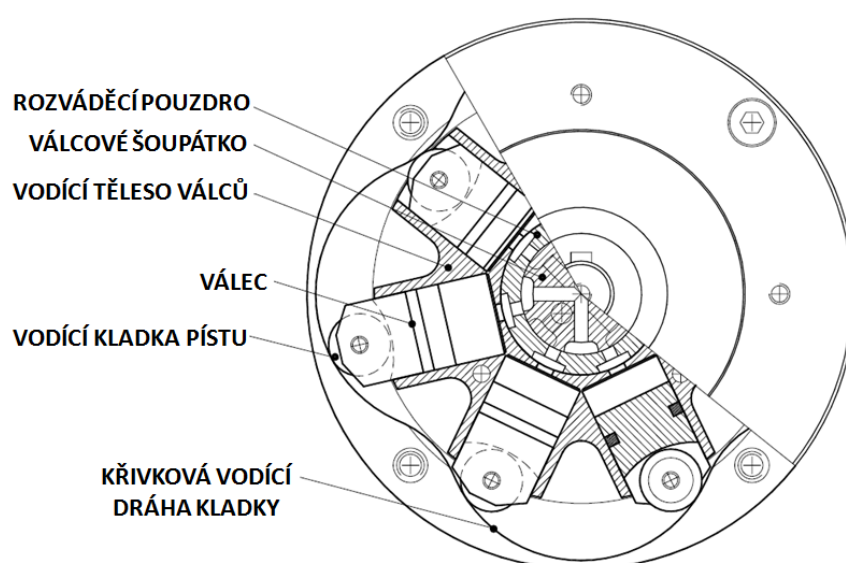
Druhá zmíněná konstrukce je vyobrazena na Obr. 2.9. O pohyb pístu se stará křivková dráha, po které se pohybují vodící kladky pístů. Díky tomu je zaručen vratný pohyb pístu. Toto řešení nepracuje s excentricitou. Přívod stlačeného vzduchu do pracovního prostoru pístů je zajištěn díky rotačnímu šoupátku, které je pevně fixováno na hlavní hřídel (viz výše). Tím je zajištěno, že se tlakový vzduch vždy dostane k pístu, který je v dolní úvrati – je připraven pro vysunutí, tudíž pro pracovní pohyb. [2]



Obr. 2.6 Funkční schéma rotačního radiálního pístového pneumatického motoru [1]



Obr. 2.7 Funkční schéma rotačního radiálního pístového pneumatického motoru od firmy Parker, model série PIV-P; 1 – Tělo motoru, 2 – Kryt pístu, 3 – Zadní kryt, 4 – Ojnice, 5 – Píst, 6 – Pouzdro pístu, 7 – Pístní čep, 8 – Kroužek, 9 – Kolík ojnice, 10 – Kliková hřídel, 11 – Ventilový rozvod, 12 – Vyvažovací závaží, 13 – Hlavní hřídel, 14 – Pouzdro ojnice, 15, 16 – Ložisko, 17 – Jehlové ložisko, 18, 19 – Čelní těsnění, 20 – Maznice, 21 – Měděné obložení, 22 – Ucpávka, 23, 24, 25 – O – koroužek, 26 – Drážka pro pero, 27 – Tlumič hluku, 28 – Adaptér pro palcové šroubení [7]

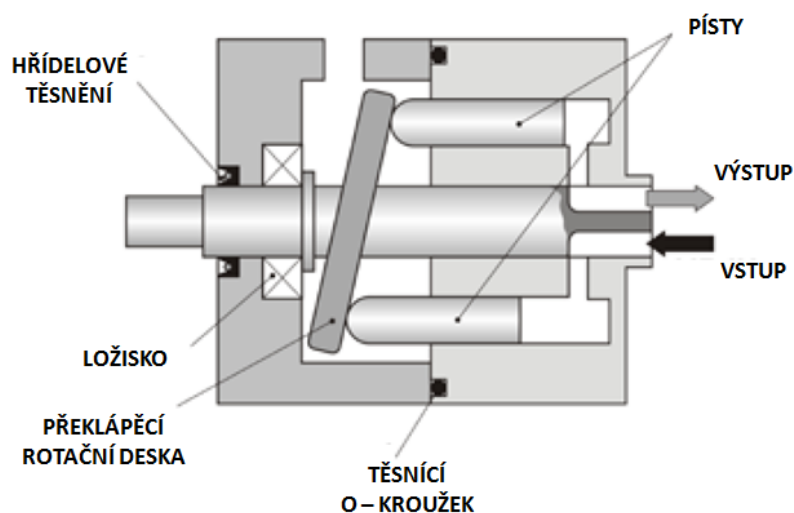


Obr. 2.8 Funkční schéma rotačního radiálního pístového pneumatického motoru s křivkovou dráhou[5]

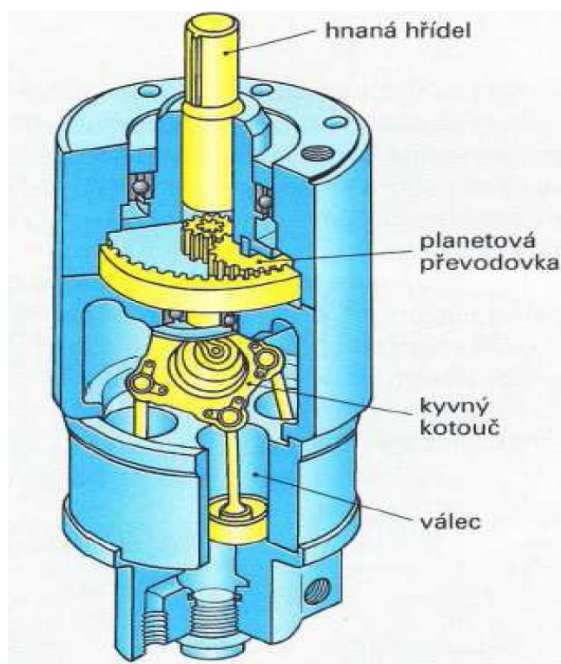
2.2.2 Axiální motory

Axiální rotační pneumatické motory jsou v praxi velmi málo používány. A to i navzdory tomu, že mají největší krouticí moment ze všech konstrukcí rotačních pneumatických motorů. [2]

Funkční princip je patrný z Obr. 2.9. Přivedený tlakový vzduch působí na plochu pístu, který se pohybuje vpřed a tlačí na překlápěcí rotační desku. Překlápěcí deska je na hřídeli upevněna pod úhlem. Při interakci pístu a desky je vyvozen rotační pohyb, který je převeden na hřídel. Vysouvání a zasouvání pístů je řízeno rotačním šoupátkem (viz výše).



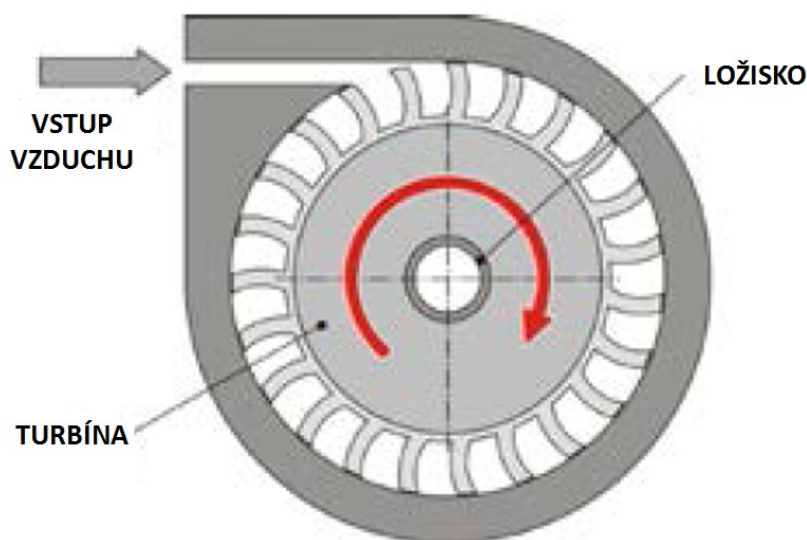
Obr. 2.9 Funkční schéma rotačního axiálního pístového pneumatického motoru [2]



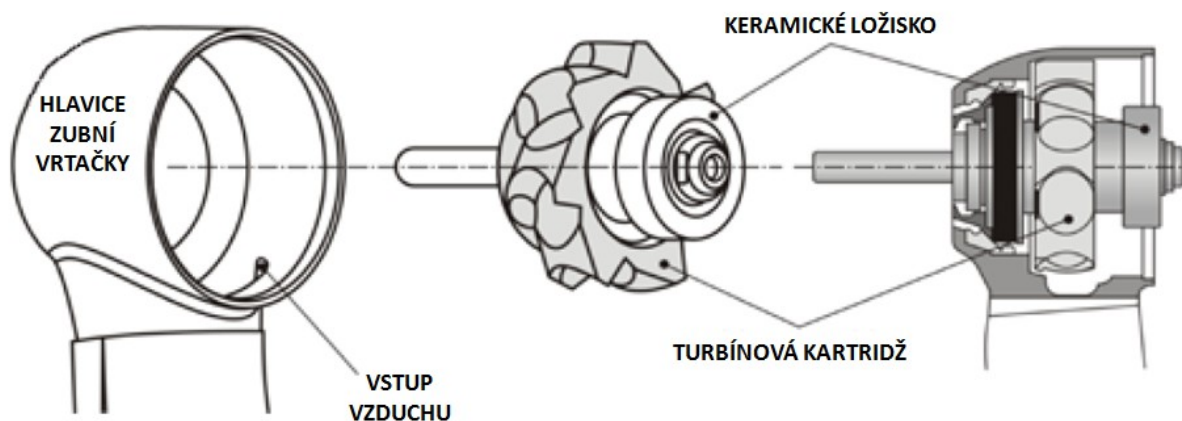
Obr. 2.10 Řez axiálním rotačním motorem s planetovým převodem [8]

2.3 Turbínové motory

Turbínové pneumatické motory jako jediné z konstrukčních řešení pneumatických rotačních motorů principiálně nepracují s tlakovým vzduchem jako takovým. Jejich funkční princip je patrný z Obr. 2.11. Pracovní pohyb je vyvozen proudem vzduchu, který svou kinetickou energii přenese na lopatky rotoru. Proto turbínové rotační pneumomotory pracují s téměř nulovým krouticím momentem, ale zato s vysokými otáčkami. V závislosti na této skutečnosti není potřebný velký pracovní tlak, nýbrž průtok pro dosažení maximálních otáček. Toho je docíleno především tvarováním vstupního kanálu a speciálně tvarovanými lopatkami turbíny. Díky tomu je možné dosáhnout velmi vysokých otáček v nezatíženém stavu až $80\,000\text{ min}^{-1}$. Toto konstrukční řešení se díky malým rozměrům a nízké hmotnosti používá především pro ruční nástroje, jako např. u zubařské vrtačky na Obr. 2.12. Tato je schopna vyvinout otáčky až $120\,000\text{ min}^{-1}$. Schopnost turbíny efektivně transformovat pneumatickou sílu na mechanickou se pohybuje v rozmezí od 65% do 75%. Efektivita turbínového rotačního pneumatického motoru je nejvyšší ze všech rotačních pneumatických motorů. Je to především díky „klouzavému“ kontaktu pracovních částí, kdy nevzniká vnitřní tření. Výsledek výše popsaného - není zapotřebí rozsáhlé přimazávání. [4]



Obr. 2.11 Funkční princip turbínového pneumatického motoru [2]

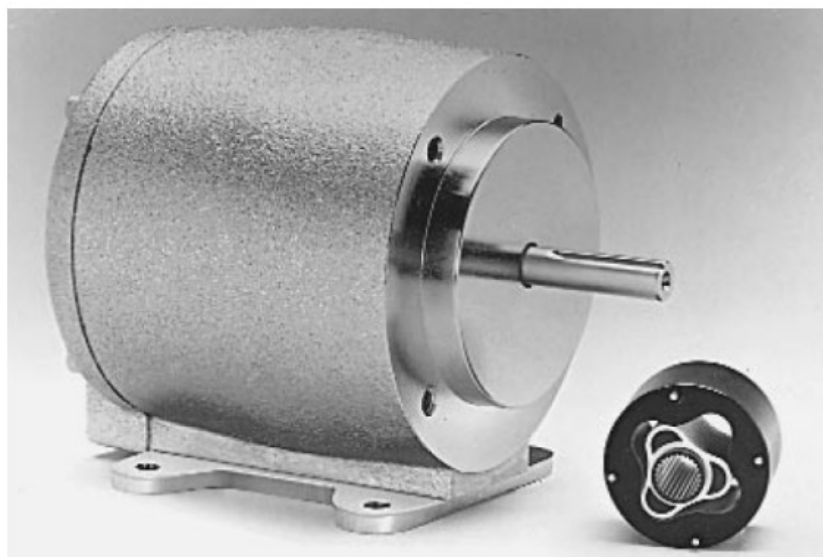


Obr. 2.12 Schematické uspořádání turbínového pneumatického motoru, který je uložen v hlavici zubařské vrtačky [2]

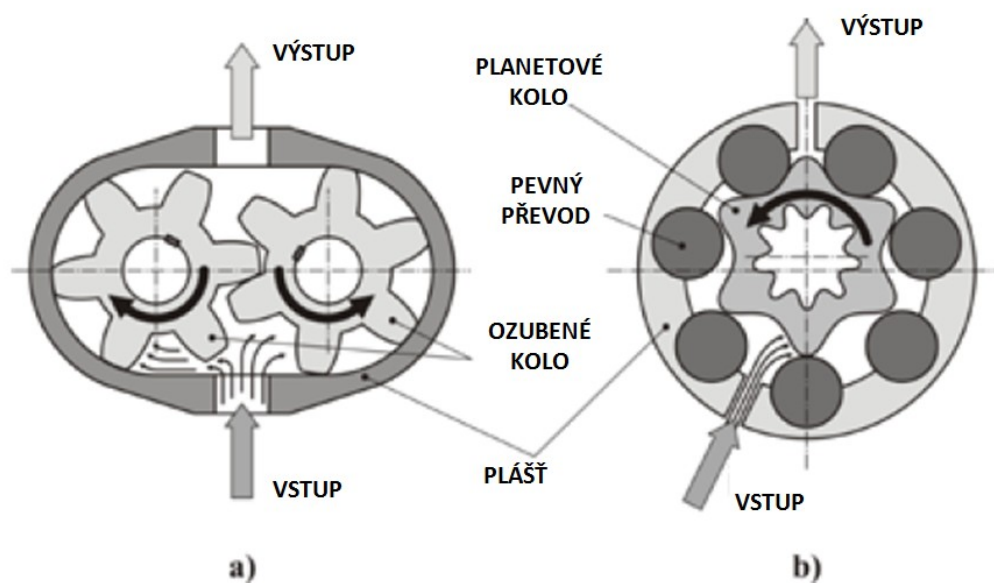
2.4 Zubové motory

Zubové pneumatické rotační motory se ještě dále rozdělují dle vnitřního uspořádání, a to na Gerotor motory a motory s ozubenými koly.

Motory typu Gerotor motory pracují s křivkovou oběžnou dráhou. Základní části jsou popsány na Obr. 2.14 b. Při vstupu tlakového vzduchu do pracovního prostoru motoru je převedena tlaková síla vzduchu na funkční plochu planetového kola, které je uloženo excentricky oproti statoru. Díky tomu se planetové kolo začne odvalovat po křivkové dráze. Mezi jejich hlavní přednosti patří velký kroučící moment při malých otáčkách bez přidaného zpřevodování převodovkou. Velmi dobré uplatnění najdou v nebezpečných provozech, kde je vyžadován velký kroučící moment při omezeném prostoru pro motor. Díky nízkým rotačním odporům poskytuje Gerotor motor téměř okamžitý rozběh či zastavení. Mimoto, vnitřní uspořádání Gerotor motoru zajišťuje prevenci proti samovolnému roztočení. Proto není potřeba osazovat Gerotor motory přídatnou brzdou. Stejně jako lamelové motory je Gerotor motor méně náchylný na pracovní polohu, než například rotační pístové motory. [4], [2]



Obr. 2.13 Pneumatický motor typu Geromotor [4]



Obr. 2.14 Schematické uspořádání zubového pneumomotoru [2]

U standardního provedení je možno volit mezi konstrukcí se zuby přímými, šikmými nebo šípovitými. Motory se zuby přímými a šikmými mají velkou výhodu v jednoduché reverzaci pohybu, a to díky přeměně vstupního a výstupního kanálu. [2]

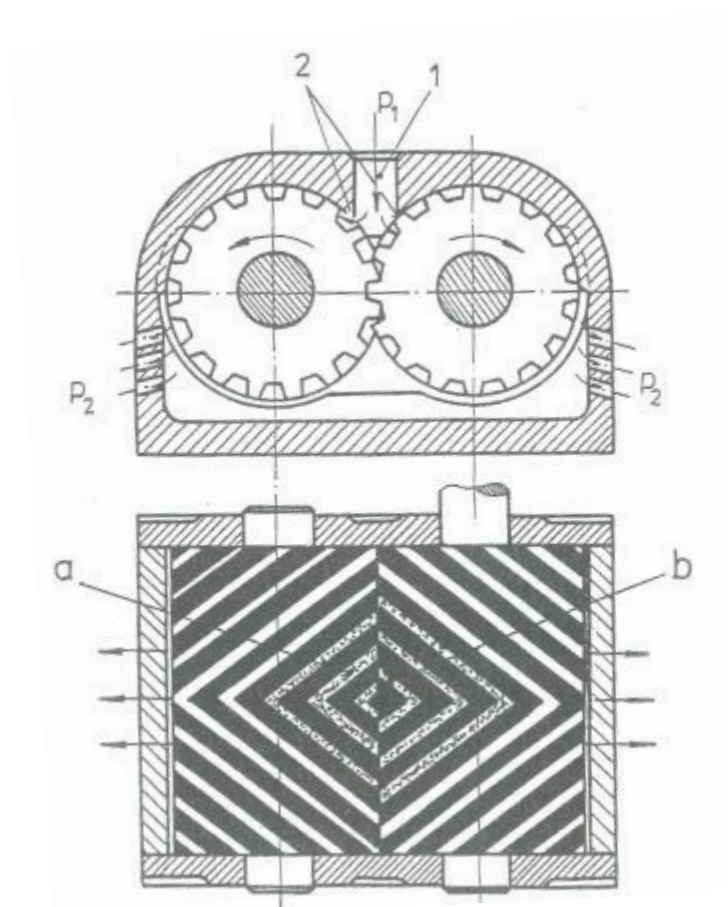
Princip funkce je zřejmý z Obr. 2.14 a. Do pracovního prostoru je přiváděn vzduch přívodním kanálem. V pracovním prostoru se tlakový vzduch opře do funkčních ploch ozubeného kola a předá jim svou kinetickou energii. Kola se začnou otáčet a vzduch

se přesouvá po vnějších plochách pracovního prostoru směrem k výstupu. Motory se zuby přímými a šikmými pracují jako plnotlaké.

Rotační pneumatické motory se zuby šípovými (Obr. 2.15) pracují s částečnou expanzí vzduchu. Tlakový vzduch je přiveden do pracovního prostoru motoru otvorem 1. „Vzduch vyplní prostor v zubové mezeře až do místa záběru zubu. Naplňování vzduchem probíhá tak dlouho, až při otáčení překryje následující zub hrany 2 vstupního kanálu. Při dalším otáčení rotorů se ve zvětšujících se zubových mezerách *a*, *b* nastává expanse vzduchu”. [1] Z výše uvedených důvodů je nutné dodržet vysokou kvalitu vstupujícího vzduchu. Dále pak je nutné, aby byla dobrá těsnost mezi zuby a motor byl vyroben s malou vůlí mezi svrškovou a patní kružnicí. Z těchto důvodů jsou motory s šípovými zuby nejdražší ze zubových motorů.

Zubové pneumatické motory pro těžké podmínky jsou konstruovány s otáčkami 1500 min^{-1} a 3000 min^{-1} tak, aby byly schopny plně suplovat elektromotory [1].

Při použití zubových motorů v ručním nářadí jsou dosahované otáčky až $40\,000 \text{ min}^{-1}$ (v nezátíženém stavu) a krouticí moment se pohybuje v oblasti 600 Nm.



Obr. 2.15 Schematické uspořádání zubového pneumatického motoru se šípovými zuby [1]

2.5 Přehled vyráběných pneumatických motorů z pohledu katalogových parametrů

Po dohodě s vedoucím diplomové práce byl vypracován přehled rotačních pneumatických motorů. Omezujícím parametrem je dosahovaný maximální výkon 500 W. Výchozími daty byly dostupné katalogy předních výrobců pneumatických motorů – firma Parker a Deprag. Přehled se vztahuje na motory, u kterých není použito dalšího zpřevodování výstupního hřídele.

Tabulka 2.1 Základní parametry motorů do výkonu 500 W, produkty firmy Parker

Konstrukce motorů	Max. výkon [W]	Nominální / Rozběhový moment [Nm]	Nominální / Volnoběžné otáčky [min ⁻¹]	Spotřeba vzduchu [m ³ .min ⁻¹]
Lamelové - robustní	200	0,38 / 0,57	500 / 10 000	0,005
	400	0,76 / 1,1	500 / 10 000	0,01
Radiální pístové	73,5	0,686 / 1,18	1100	0,00334
	125	1,37 / 1,96	900	0,00334
	125	1,96 / 2,94	900	0,00434
	228	4,71 / 5,88	750	0,00667
Zkoumaný	125	1,37 / 1,96	900	0,00334

Tabulka 2.2 Základní parametry motorů do výkonu 500 W, produkty firmy Deprag

Konstrukce motorů	Max. výkon [W]	Nominální / Rozběhový moment [Nm]	Nominální / Volnoběžné otáčky [min ⁻¹]	Spotřeba vzduchu [m ³ .min ⁻¹]
Lamelové	200	0,38 / 0,57	5 000 / 10 000	0,3
	400	0,76 / 1,1	5 000 / 10 000	0,6
Lamelové s vysokým krouticím momentem	280	32 / 47	85 / 170	0,47
	285	110 / 162	25 / 50	0,47

3 Návrh zkušebního standu

Hlavními parametry pro návrh standu byly: funkčnost, variabilita nastavení, konstrukční jednoduchost, nízká výrobní cena a bezpečnost provozu.

Podstata standu: spojení souboru prvků zapojených dohromady tak, aby plnily dokonale zvolenou pracovní funkci. Z této definice a ze zadané úlohy – proměřování rotačních pneumatických motorů je zřejmé, že se bude jednat o zařízení, které musí být vybaveno především: brzdou, snímačem otáček a snímačem krouticího momentu.

Proto byl vyhotoven návrh standu, který výše zmíněné parametry splňuje. Na základě tabulek 2.1 a 2.2 byly voleny snímače mechanických veličin tak, aby vyhovovaly především z hlediska měřicího rozsahu snímače.

3.1 Volba snímačů a hlavních komponent

Jak bylo napsáno v předešlé kapitole, bylo nutné zvolit snímače tak, aby byly zajištěny požadované parametry. Snaha při volbě snímačů byla, mimo jiné, vycházet ze zásob katedry. To se v plné míře podařilo.

Spojujícím členem pro všechna použitá čidla je záznamové zařízení Hydrotechnik M5050. K tomuto přístroji je možno připojit až 6 snímačů, z toho 4 vstupy jsou pro analogové snímače a 2 porty jsou určeny pro frekvenční snímače. Měřené veličiny lze okamžitě zobrazovat na displeji přístroje nebo je lze uložit do integrované paměti a následně analyzovat v počítači.

Pro snímání pneumatických veličin byl vybrán průtokoměr IFM, model SD6000. Snímání tlaku bylo zajištěno pomocí snímače tlaku od firmy Hydrotechnik, model PR15. Úplná specifikace je dále uvedena v kapitole 4.1.

Snímání mechanických veličin bylo zajištěno díky snímači krouticího momentu a snímači otáček.

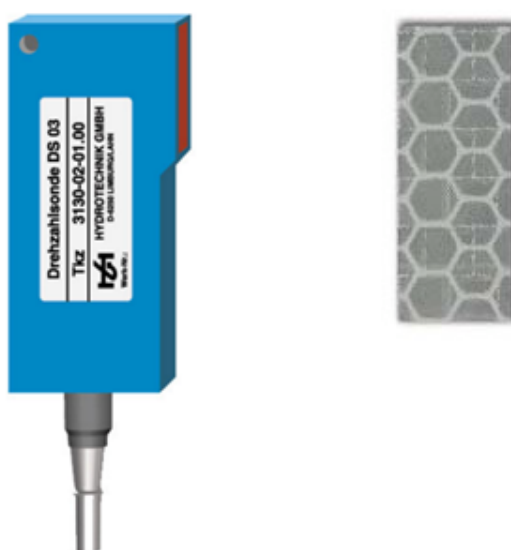
Snímač krouticího momentu byl zvolen model T22/50Nm, od firmy HBM. Jedná se o kompaktní snímač, který pracuje na tenzometrickém principu. Rozmezí snímáných hodnot je od 0 Nm do 50 Nm. Skládá se z: hlavního těla a spojovacích přírub. V hlavním těle

je uložen tenzometrický snímač. Spojovací přírubby objímají vstupní hřídele pomocí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Snímač přímo ovlivňuje konstrukci standu, neboť je potřeba ho průběžně zapojit do měřicí trati. Podrobnější specifikace snímače je uvedena v kapitole pojednávající o měřicí trati.



Obr. 3.1 Snímač krouticího momentu T22/50Nm, od firmy HBM [17]

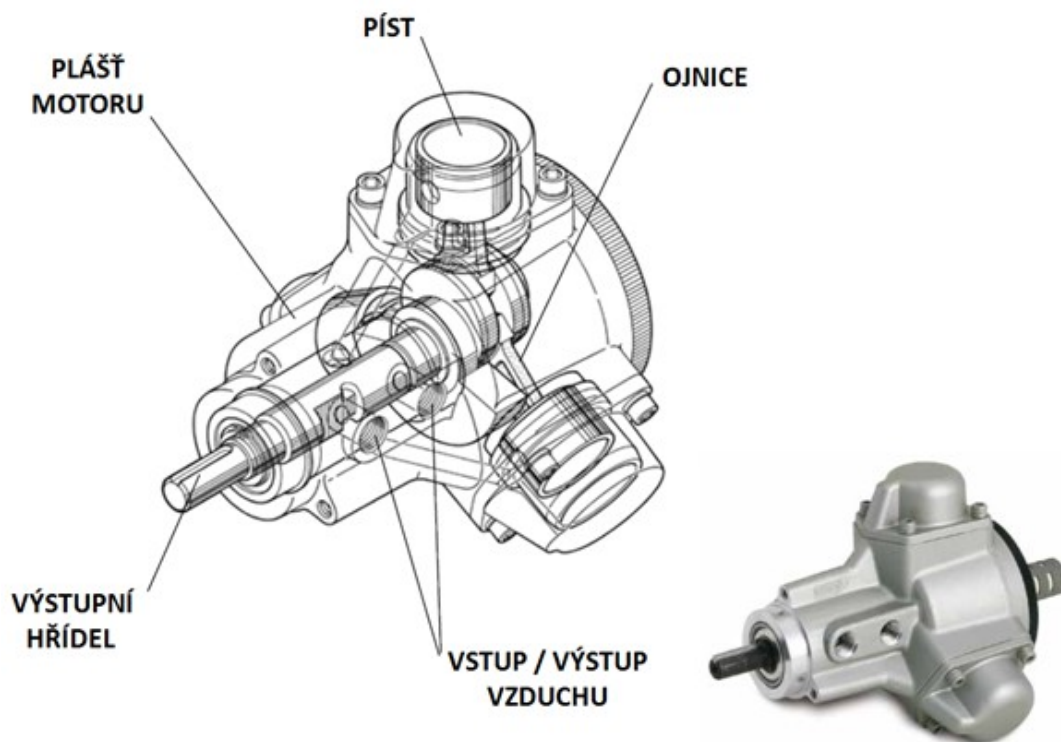
Snímač otáček byl vybrán od firmy Hydrotechnik, model RS110 (DS03). Snímač pracuje na principu zaznamenávání počtu odražených infračervených paprsků. Z toho důvodu je nutné na snímáný předmět umístit odrazovou folii tak, aby se vyslané paprsky odrazily zpět ke snímači. Jako u předchozího snímače je i zde podrobná specifikace uvedena v kapitole pojednávající o měřicí trati.



Obr. 3.2 Snímač otáček Hydrotechnik RS110 (DS03) a sekundující odrazová (reflexní) folie [18]

3.1.1 Pneumatický motor

Rotační pneumatický motor, pro který byl stand primárně navrhován je vyráběn firmou Parker, konkrétně jde o model P1V-P012F01800. Jedná se o radiální pístový rotační motor s trojicí pracovních pístů. Podrobná data jsou obsažena v tabulce 3.1.



Obr. 3.3 Funkční schéma a skutečná podoba rotačního radiálního pístového pneumatického motoru od firmy Parker, P1V-P012F01800 [7]

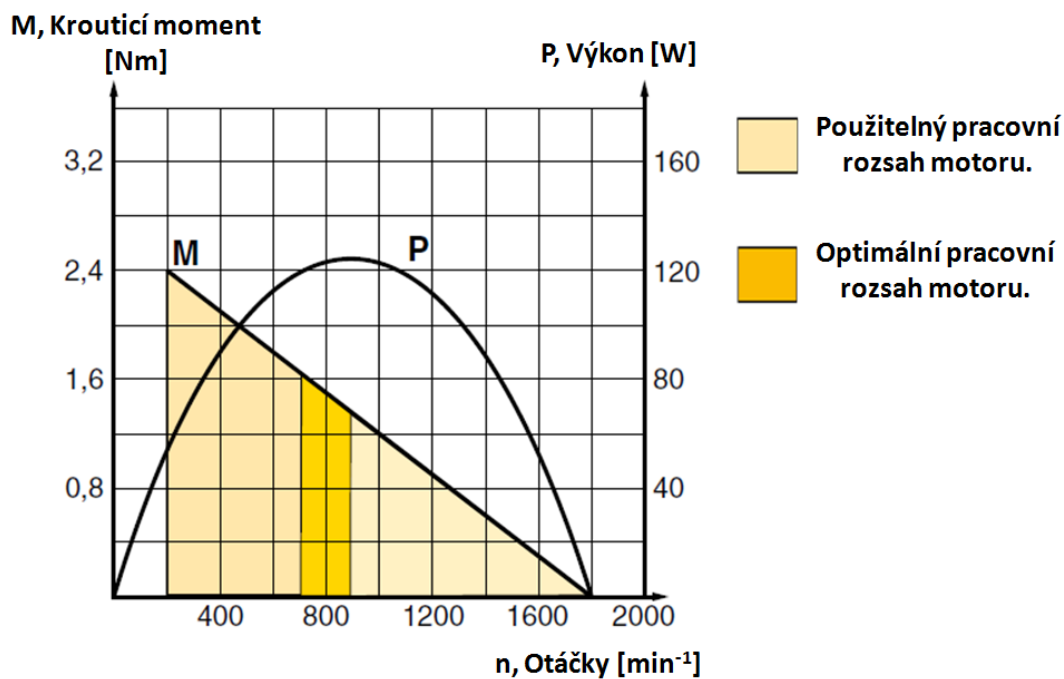
Všechna technická data jsou vztažena na motor plněný přimazávaným vzduchem, o tlaku $p=0,5$ MPa.

Tab. 3.1 Technická data motoru Parker, P1V-P012F01800 [7]

Maximální výkon	125	[W]
Otáčky při max. výkonu	900	[min ⁻¹]
Krouticí moment při max. výkonu	1,37	[N.m]
Minimální startovací moment	1,96	[N.m]
Záběrový moment	2,94	[N.m]
Spotřeba vzduchu při max. výkonu	260,4	[dm ³ .min ⁻¹]
Počet pracovních válců	3	[1]

Geometrický objem motoru je $V_g=52,23$ cm³. [15]

Na Obr. 3.4 je zobrazena momentová a výkonová charakteristika motoru P1V-P012F0180. Je zde názorně vidět, že maximálního výkonu $P_{\max}=125 \text{ W}$ je dosaženo při otáčkách $n_{\text{opt}}=900 \text{ min}^{-1}$. Pracovní rozsah motoru z pohledu otáček je zhruba od $n_{\min}=200 \text{ min}^{-1}$ do $n_{\max}=1800 \text{ min}^{-1}$.



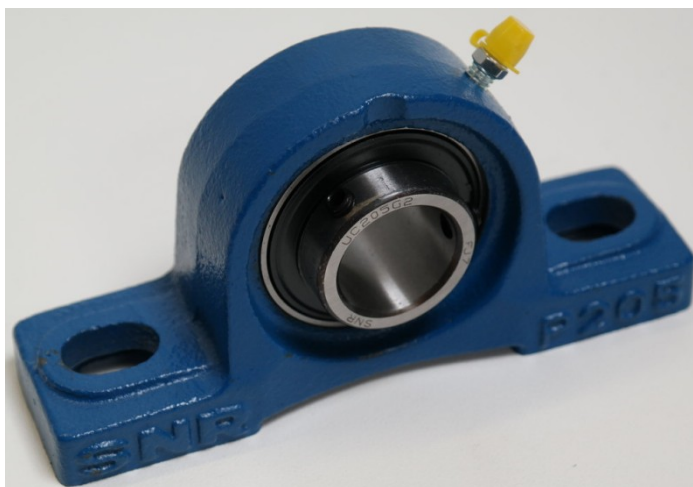
Obr. 3.4 Výkonová a momentová charakteristika pneumatického motoru P1V-P012F0180. [7]

Stávající komponenty bylo ještě nutné doplnit o ložiskovou jednotku. Pro její jednoduché a univerzální použití byla zvolena ložisková jednotka UCP 205 od firmy SNR. Tato se skládá z utěsněného, jednořadého, kuličkového ložiska a litinového, přírubového domku. Vnitřní kroužek ložiska je prodloužený a jsou v něm umístěny dva fixační šrouby. Díky tomu je možné pevně a přesně zaaretovat hřídel v těle ložiska a zabránit tak případnému uvolnění při chodu standu. Vnější plocha ložiska má kulovitý tvar, který se v litinovém těle domku může úhlově vychylovat a tím vyrovnává počáteční nesouososti. Ložisko je možné mazat, jelikož je ložiskový domek vybaven rozvodnou drážkou pro mazivo a maznicí.

Rozhodující parametr pro typ UCP 205 byl vnitřní průměr ložiska $d=25$ mm. Ostatní konstrukční rozměry ložiska jsou uvedeny v příloze.



Obr. 3.5 Ložisková jednotka UCP 205, pohled na litinový domek a výklopné ložisko [19]



Obr. 3.6 Ložisková jednotka UCP 205, pohled na litinový domek a výklopné ložisko [16]

3.1.2 Způsob brzdění a volba brzdy

Jak již bylo zmíněno výše, proměřovaný motor dosahuje, dle katalogu výrobce, maximálního výkonu $P_{\max}=125 \text{ W}$ při otáčkách $n=900 \text{ min}^{-1}$ a maximálního krouticího momentu při záběru $M_{kzab}=2,94 \text{ Nm}$.

S těmito hlavními parametry byl volen způsob brzdění, prvotní určení směru proběhlo za pomoci tabulky č. 3.2.

Tab. 3.2 Parametry různých typů brzd [1]

Typ brzdy	Rozsah parametrů		
	Výkon [kW]	Moment [Nm]	Otáčky [min^{-1}]
Elektr. dynamometr	3 až 800	20 až 8 000	300 až 3 000
Hydrodynamická	2 až 1 000	10 až 6 000	200 až 10 000
Hydrostatická	0,5 až 50	1 až 100	100 až 8 000
Třecí	0,1 až 5	0,5 až 50	10 až 200

Z tabulky je patrné, že pro zvolený motor je nejvhodnější třecí typ brzdy. Z důvodu ceny, dostupnosti, spolehlivosti a jednoduchého ovládání jsem se rozhodl pro použití hydraulické kotoučové brzdy.

Zvolena byla čtyřpístková hydraulická kotoučová brzda od firmy Shimano, model ZEE – BR-M640. Model ZEE byl vybrán na základě testů, které provádějí odborné cyklistické servery ve spolupráci s laboratořemi.[13], [14]

Její přednosti jsou maximální brzdný výkon, cena a spolehlivost hydraulického systému. Je primárně určena pro horská kola – disciplína downhill, kde jsou na brzdy kladeny ty nejvyšší nároky. Dále bylo potřeba dokoupit brzdový kotouč, na kterém se bude měřit výkon pneumatického motoru. Hlavní kritéria při výběru byla dostupná cena a robustnost kotouče. Byl vybrán kotouč od stejného výrobce jako brzdy samotné, konkrétně model SM-RT 66 s průměrem 180 mm.



Obr. 3.7 Hydraulická kotoučová brzda Shimano ZEE [9]



Obr. 3.8 Brzdový kotouč Shimano SM-RT 66 180mm [10]

Z důvodu bezpečnosti bylo nutné zjistit, zda je kotoučová brzda schopna ubrzdit kotouč, který v našem případě bude mít otáčky zhruba 900 min^{-1} a více. Obava byla především o soudržnost kotouče. Jeho poškození a následná destrukce by mohla mít za následek velké škody jak na vybavení laboratoře, tak případně i na zdraví laborantů.

Obrátil jsem se tedy na výrobce brzdových kotoučů a brzd samotných s dotazem, zda a popřípadě jak testují brzdné kotouče. Dostalo se mi kladných odpovědí, především od firmy HOPETECH a SRAM. Po spojení informací z jejich odpovědí lze konstatovat následující:

- 1) Počet otáček pro rychlost 140 km.h^{-1} na $20''$ kole odpovídá otáčkám cca 1350 min^{-1} , což znamená, že brzda a kotouč s určitostí tyto otáčky zvládne.
- 2) Generovaný výkon, na který jsou kotoučové brzdy testovány, je 800 W , to převyšuje maximální výkon motoru více než šestinásobně. Z těchto údajů lze opět tvrdit, že brzda a kotouč ubrzdění motoru zvládne.

Plné znění dotazu a odpovědi v anglickém jazyce je součástí přílohy – příloha A.

Z důvodu jistoty a prevence byl proveden test otáček kotouče. Zvolený kotouč se pomocí hřídele uchytil v čelistech soustruhu TOS SV 18 RD a byl vystaven otáčkám 2500 min^{-1} po dobu 30 s. Při testu nebyly zjištěny žádné skutečnosti, které by naznačovaly destrukci kotouče.

3.1.3 Způsob upínání motorů

Způsobů, jak připojit zkoumaný motor s ostatními prvky obvodu je vícero. Zprvu bylo zamýšleno používat klasické sklíčidlo tak, jak je tomu u stojanových i ručních vrtaček. Jeho klady jsou především ve variabilitě nastavení a tím připojení jakéhokoli průměru hřídele do maximálního možného rozměru. Jako hlavní zápory se ale ukázaly omezené rozměry upínacích kleští a také cena. Dále by bylo složité a rozměrově neefektivní používat sklíčidlo s přídatnou hřídelí tak, aby bylo možné motor upnout a zároveň sklíčidlo zaaretovat ve snímači krouticího momentu.

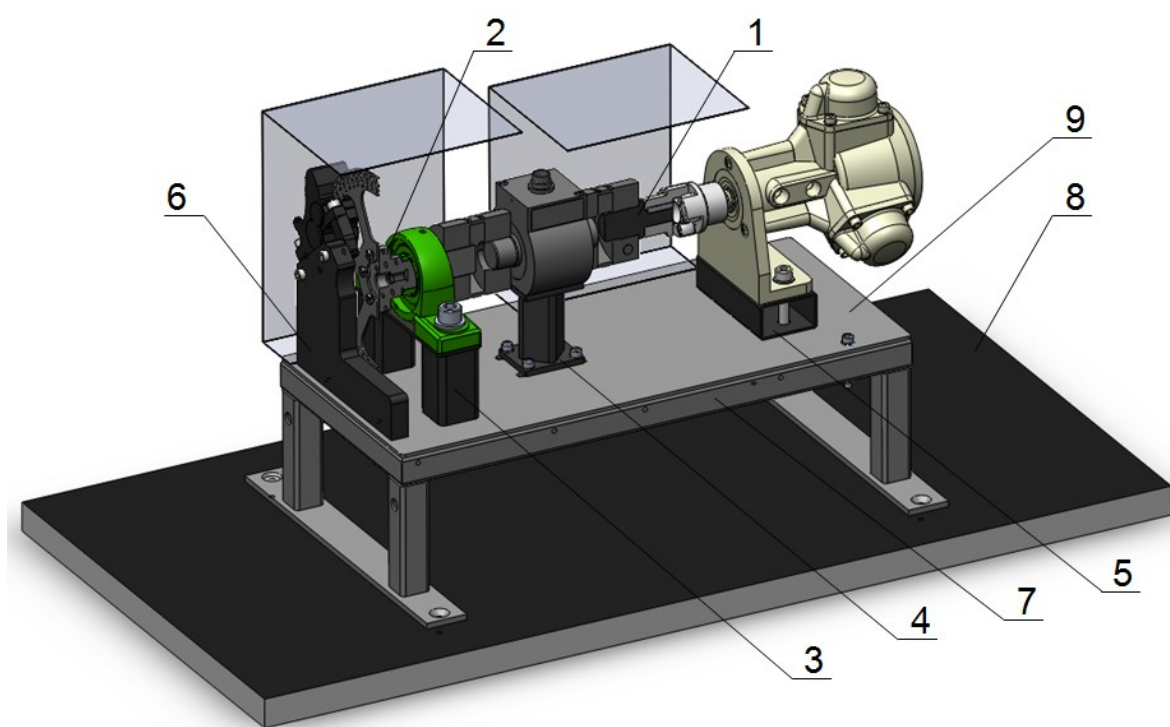
Z výše uvedených důvodů byla vybrána na post spojovacího elementu – upínání motorů – pružná spojka. Její rozměry jsou přijatelnější než u sklíčidla. To samé platí i o ceně spojky. Spojka je opatřena otvorem pro vstupní hřídel a drážkou pro pero. Pero je navíc dodatečně zajištěno šroubem DIN 916 – „červík“. Je možné pomocí přechodové vložky či přechodového hřídele připojit jakýkoli motor, respektive jeho výstupní hřídel. Jedná se o produkt od firmy LOWEJOY, model CJ 19/24 – A. Pružný element, který odděluje kontaktní plochy kovových přírub, je vyroben z gumy. Velkou výhodou pružné spojky je rozběh bez rázů a vyrovnání mírných axiálních nesouosostí.



Obr. 3.9 Ukázka pružné spojky [20]

3.2 Konstrukce a realizace zkušebního zařízení

Všechny výše popsané komponenty a snímače bylo potřeba efektivně uspořádat tak, aby splňovaly požadovaný účel standu. Bylo potřeba je vzájemně spojit a upnout. Z tohoto důvodu vznikl přesný 3D model, díky kterému bylo možné jednoduše vytvořit, rozměrově modifikovat a umístit jednotlivé komponenty. Z 3D modelu bylo také hned názorně vidět, zda nedochází ke koliznímu stavu částí.



Obr. 3.10 Schéma zkušebního zařízení vyráběné konstrukční prvky ; 1 – Hřídel motoru, 2 – Hřídel ložiska, 3 – Podstavec ložiska, 4 – Podstavec snímače krouticího momentu, 5 – Podstavec motoru, 6 – Držák kotoučové brzdy, 7 – Rám nosného stolu, 8 – Podstavná deska, 9 – Deska nosného stolu

Mezi vyráběné součásti patří: hřídel motoru, hřídel ložiska, podstavec ložiska, podstavec snímače krouticího momentu, podstavec motoru, držák kotoučové brzdy, podstavná deska, deska a rám nosného stolu.

Hřídel ložiska (3.10 - 2) a hřídel motoru (3.10 - 1) byly soustruženy přesně pro účely standu.

Hřídel ložiska slouží k uchycení brzdového kotouče na jedné straně. Na straně druhé je upnuta v přírubách snímače krouticího momentu. Její střední část je uchycena v ložisku a zajišťuje tak rotaci a přenos brzdného účinku na zbytek sestavy. Hřídel ložiska je dále připravena na připojení dalších vstupních hřídelí. Toho je docíleno vnitřním vstupem se závitem M8 a osazením pro jisté vedení přídatného hřídele (příloha B).

Hřídel motoru je uchycena v přírubě snímače krouticího momentu. Na jejím druhém konci je opatřena drážkou pro pero a je zasunuta v pružné spojce. Tím je zajištěno spojení mezi snímačem krouticího momentu a pneumatickým motorem.

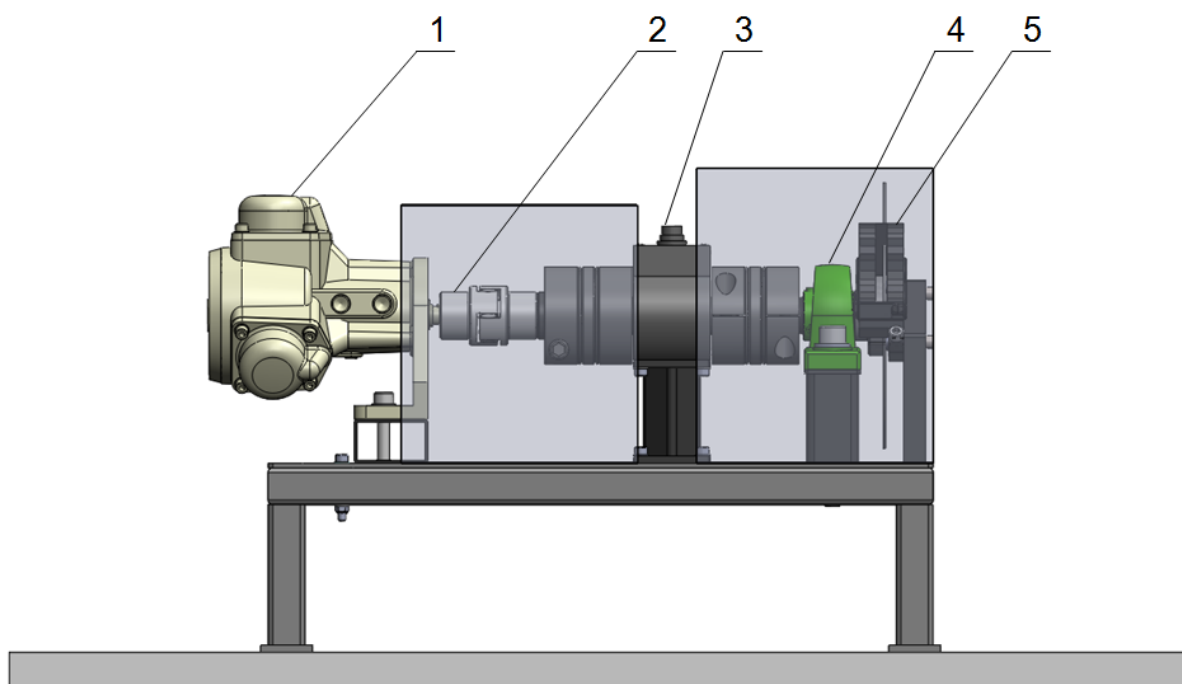
Zbylé součásti jsou vyrobeny jako svařence, ať už se jedná o svařence pouze z jáklů (rám nosného stolu) nebo svařence z plechových výpalků a jáklů (podstavec ložiska, podstavec snímače krouticího momentu, podstavec motoru, držák kotoučové brzdy, deska nosného stolu). Výpalky byly zhotoveny díky přesnému laserovému řezání. Jejich funkce je vidět z Obr. 3.10. Obrázky výše zmíněných součástí jsou obsaženy v příloze B.

Podstavec ložiska (3.10 - 3), snímače krouticího momentu (3.10 - 4) a motoru (3.10 - 5), slouží k zafixování a výškovému umístění nesených komponent. Rám nosného stolu (3.10 - 7) je uchycen na podstavné desce (3.10 - 8). K rámu je připevněna deska nosného stolu (3.10 - 9). Ta tvoří základní rovinu standu – na ní jsou připevněny pomocí šroubů, podložek a matic všechny zbývající komponenty. Držák brzdy, jak vyplývá z jeho názvu, nese kotoučovou brzdou a určuje její pozici vůči kotouči respektive hřídelím a snímači krouticího momentu.

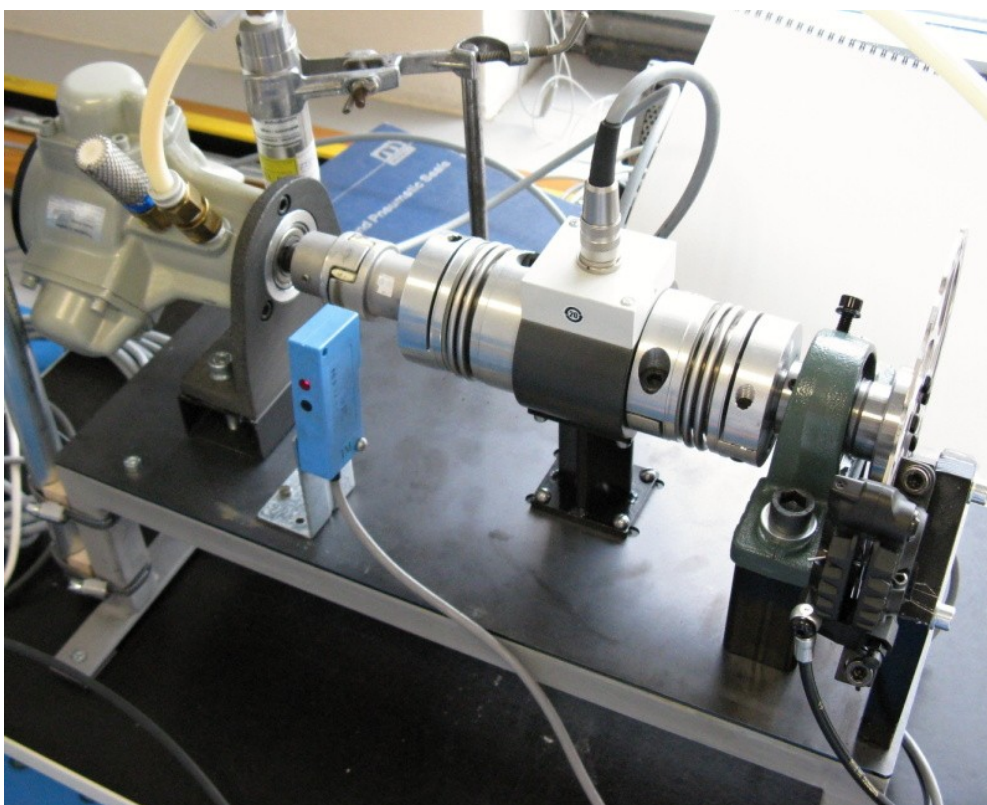
Všechny podstavce (kromě držáku brzdy) lze posunovat v axiálním směru. Tím je zajištěna variabilita při montáži a nastavitelná vzdálenost od držáku brzdy respektive třmenu brzdy a kotouče v něm probíhajícího. K těmto účelům slouží axiálně prodloužené drážky v desce stolu.

V 3D modelu není zahrnut snímač otáček. Tento se umísťoval dodatečně. Na reálném zařízení je umístěn tak, aby přijímal odraz od odrazové folie, která je nalepena na těle pružné spojky. Vše je viditelné z Obr. 3.12.

Kompletní výkresová dokumentace vyráběných součástí, jejich sestav a kusovníky jsou obsaženy v přílohách diplomové práce.



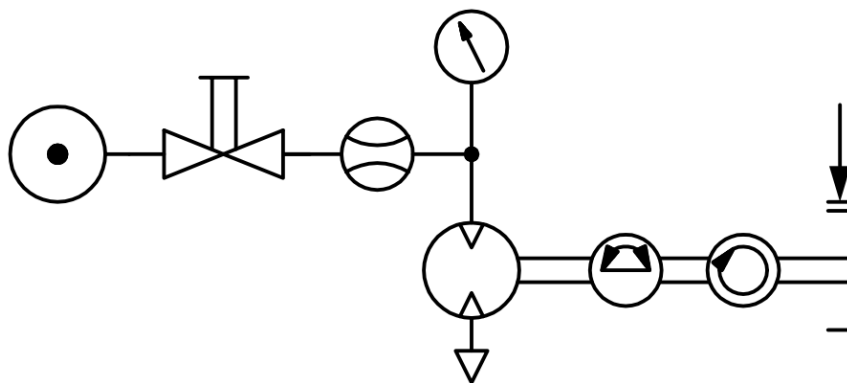
*Obr. 3.11 Schéma zkušebního zařízení, principiálně funkční komponenty a snímače;
 1 – Pneumatický motor Parker PIV-P012F01800, 2 – Pružná spojka LOWEJOY CJ 19/24,
 3 – Snímač krouticího momentu HBM T22/50Nm, 4 – Ložisková jednotka UCP 205,
 5 – Kotoučová brzda s kotoučem*



Obr. 3.12 Reálná podoba standu v zapojeném stavu

4 Popis měřicího obvodu

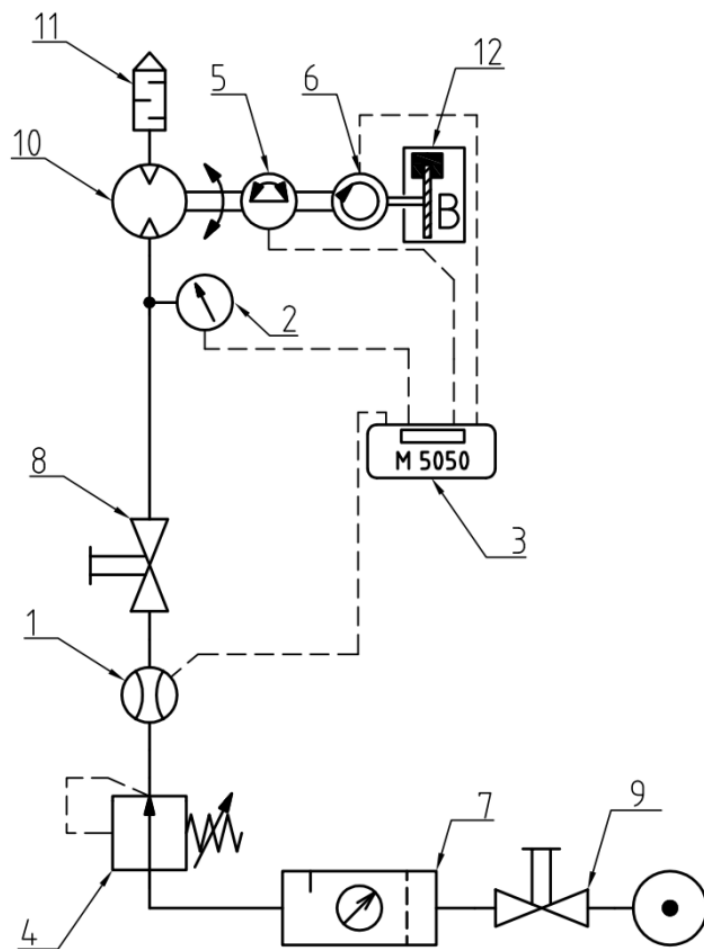
Vybrané snímače mechanických veličin (snímač krouticího momentu a otáček) a pneumatických veličin (průtokoměr a snímač tlaku) byly spojeny do kompaktního celku (viz výše). Zjednodušené funkční schéma je zobrazeno na Obr. 4.1.



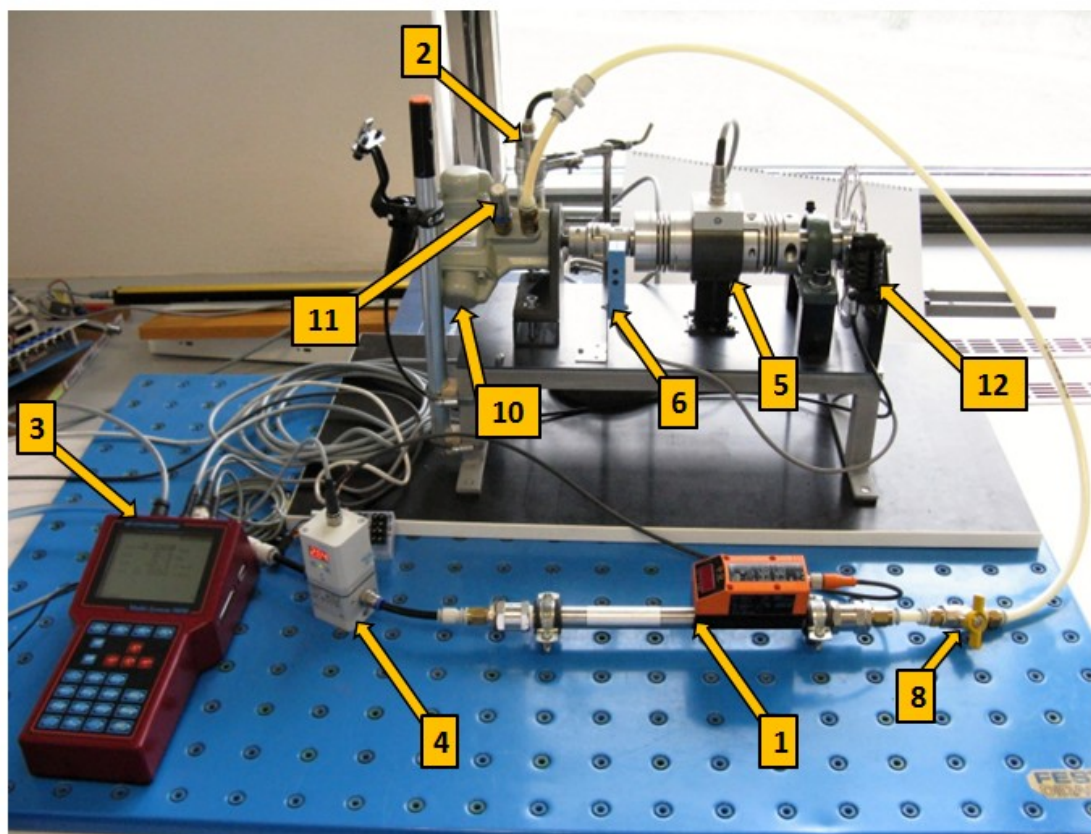
Obr. 4.1 Schéma funkčního zapojení snímačů standu

Pro přívod stlačeného vzduchu, který je pracovním médiem rotačního motoru, byl sestaven pneumatický obvod. Obvod se skládá z nezbytných funkčních prvků (podrobný popis je uveden na následující straně). Pneumatické prvky jsou mezi sebou spojeny hadicemi. Přívodní hadice, vedoucí od vzdušníku, je použita ve světlosti $d=12\text{ mm}$, o celkové délce $l=1,5\text{ m}$. Hadice je rozdělená na dvě poloviny, tak aby mohl být uprostřed ní zařazen hlavní kulový kohout. Hadice spojující redukční ventil a průtokoměr má délku $l=60\text{ mm}$ a vnitřní průměr $d=5\text{ mm}$. Totožná hadice je použita pro přípoj snímače tlaku k obvodu. Spojujícím prvkem je T-kus. Hadice vedoucí z průtokoměru do proměřovaného pneumatického motoru je světlosti $d = 6,5\text{ mm}$ a délky $l=1\text{ m}$. Obvod dále obsahuje nutné redukce průměrů hadic, případně je doplněn o nezbytné T-kusy.

4.1 Schéma měřicího obvodu a popis prvků



Obr. 4.2 Základní schéma měřicího obvodu, 1 - Průtokoměr, 2 - Snímač tlaku, 3 - Záznamové zařízení, 4 - Redukční ventil, 5 - Snímač krouticího momentu, 6 - Snímač otáček, 7 - Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu, 8,9 – Kulový ventil, 10 - Pneumatický rotační motor, 11 - Tlumič hluku, 12 – Kotoučová brzda



Obr. 4.3 Fotodokumentace (reálná situace základního zapojení obvodu)

1. Průtokoměr - IFM, model SD6000. Pracuje na principu snímání teploty rozžhaveného drátu, který je ochlazován proudícím vzduchem. Tlakový rozsah je $0 \div 1,6$ MPa a výstupní signál je $4 \div 20$ mA. Maximální průtok činí $Q_N=1250 \text{ l.min}^{-1}$ a přesnost $\pm 3,3$ %. Průtokoměr již ukazuje přepočtený průtok na normální podmínky, konkrétně při tlaku $p=101325 \text{ Pa}$ a teplotě $T=15^\circ\text{C}$.
2. Snímače tlaku - Hydrotechnik, model PR15. Měřicí rozsah je $-0,1 \div 0,6$ MPa a výstupní signál je $4 \div 20$ mA. Přesnost $\pm 0,2$ % z výsledné hodnoty; připojen na analogový vstup do M5050.
3. Záznamové zařízení – Hydrotechnik, model M5050. K přístroji je možno připojit až 6 snímačů, z toho 4 vstupy jsou pro analogové snímače a 2 porty jsou určeny pro frekvenční snímače. Měřené veličiny lze okamžitě zobrazovat na displeji přístroje, nebo je lze uložit do integrované paměti a následně analyzovat v počítači.
4. Redukční ventil – FESTO, model VPPE – 3 – 1 – 1/8 – 10 – 010 – E1. Jedná se o proporcionální redukční ventil s displejem a regulačním rozsahem od $p=0,01$ MPa do $p=1$ MPa.

5. Snímač krouticího momentu - HBM, model T22/50Nm, snímaný rozsah od 0 Nm do 50 Nm, pracovní teplota do 0 °C do 60 °C, třída přesnosti 0,5 (dle HBM), 10±8 mA analogový výstup; připojen na analogový vstup do M5050
6. Infra - červený snímač otáček – Hydrotechnik, model RS110 (DS 3); připojen na frekvenční vstup do M5050
7. Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu
8. Kulový ventil kovový, MS58
9. Kulový ventil – SMC, model VHK3
10. Pneumatický radiální pístový rotační motor - Parker, P1V-P012F01800
11. Tlumič hluku – SMC, model AN203
12. Kotoučová brzda – Shimano, model ZEE – BR-M640

Prvky obsažené v alternativních zapojeníh obvodu:

13. Škrticí ventil – SMC, model AS3001F, 8, 5/16. Jedná se o klasický škrticí ventil s plastovým tělem. Nastavení se realizuje pomocí šroubu s aretačním kroužkem. Maximální propustnost ventilu při úplném otevření a tlaku $p=0,5$ MPa je $Q_N=660 \text{ dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pracovní rozsah ventilu je $p=0,1$ MPa až 1 MPa. Efektivní průřez ventilu je $S_{\text{efekt}}=10 \text{ mm}^2$.
14. Lamelový pneumatický motor – Narex. Maximální výkon $P_{\text{max}}=900 \text{ W}$ při otáčkách $n=4000 \text{ min}^{-1}$
15. Rozváděč – SMC, model EVM 130-F01-34B. Jedná se o rozváděč s vnitřním uspořádáním 3/2, ovládaný tlačítkem.
16. Rozváděč – SMC, model SYA 3220-M5. Jedná se o pneumaticky ovládaný rozváděč s vnitřním uspořádáním 5/2.

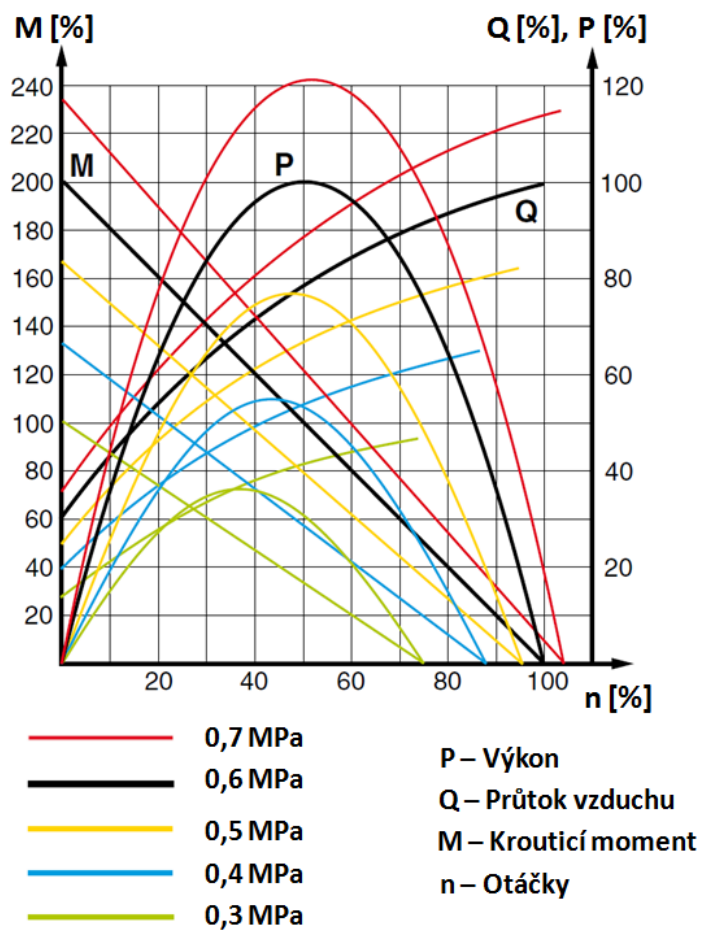
4.2 Popis proměřovaných úloh

4.2.1 Základní měření

Základní měření probíhalo se zapojeným pneumatickým obvodem, tak jako je tomu na obr. 4.2.

Měření bylo uskutečněno za účelem zjištění základních charakteristik vybraného pneumatického motoru. K tomu sloužily snímače krouticího momentu, otáček, tlaku a průtokoměr.

Na Obr. 4.4 lze vidět uváděné charakteristiky pro pístové motory od firmy Parker.

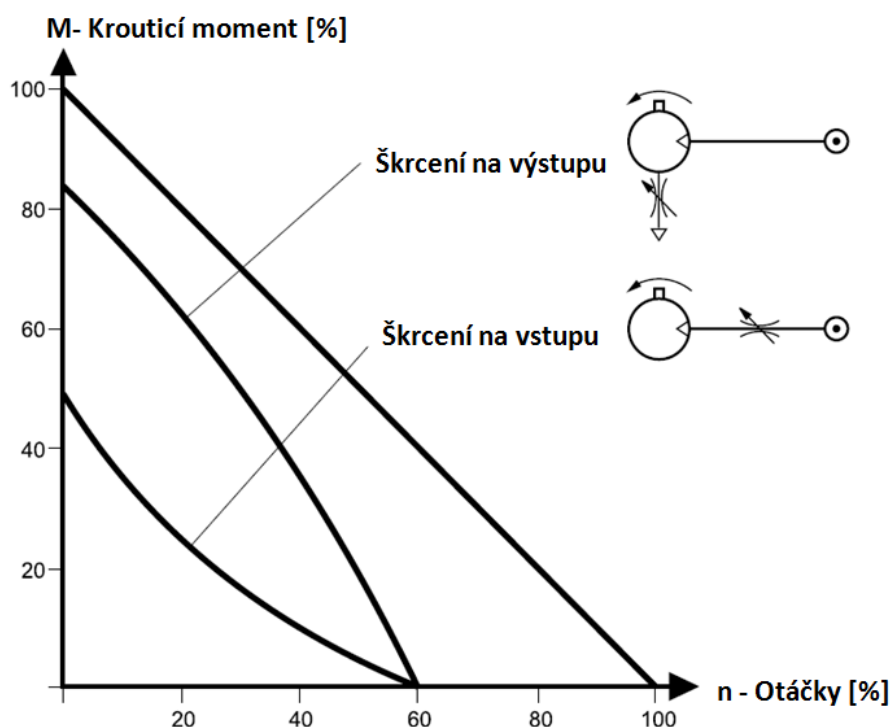


Obr. 4.4 Graf zobrazující momentovou, průtokovou a výkonovou charakteristiku v závislosti na otáčkách motoru [7]

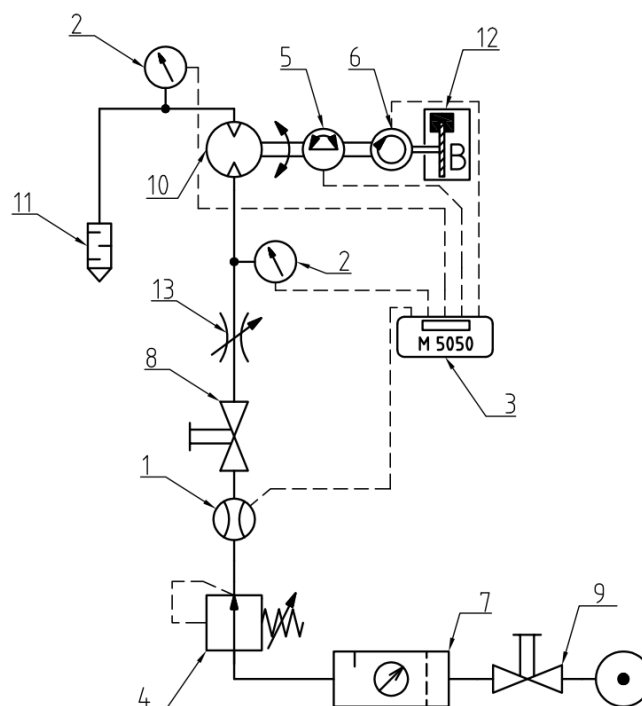
4.2.2 Měření při škrcení na vstupu a výstupu z motoru

Při měření charakteristik škrcení na vstupu nebo výstupu z motoru byl do pneumatického obvodu zařazen škrticí ventil. Při škrcení na výstupu byl navíc měřen tlak jak na vstup do motoru, tak i na jeho výstupu. Ostatní snímače zůstaly zapojeny stejně jako u prvního měření. Obvod se škrcením na vstupu je zachycen na Obr. 4.6, škrcení na výstupu je zobrazeno na Obr. 4.7. Přesný popis prvků obvodu byl již popsán (viz výše). Všechna měření pro toto zapojení proběhla při shodném tlaku $p=0,5$ MPa.

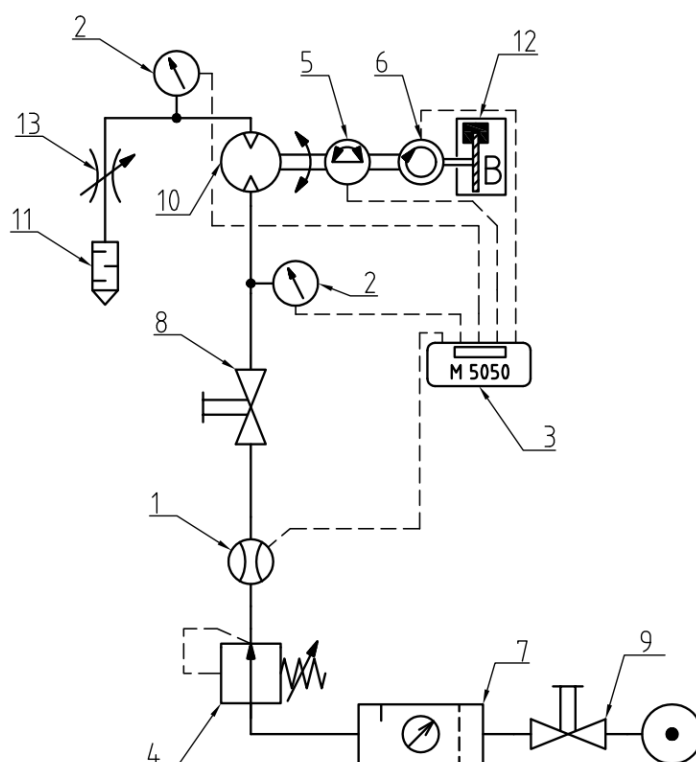
Na Obr. 4.5 je zachycen proměnný tvar momentové křivky, v závislosti na otáčkách motoru, a v závislosti na umístění škrticího ventilu – na vstup nebo výstup. Kdy konvexní tvar křivky odpovídá škrcení na vstupu, a konkávní průběh odpovídá škrcení na výstupu. Tyto průběhy jsou prezentovány v katalogových podkladech firem, které se produkcí rotačních motorů zabývají.



Obr. 4.5 Charakteristiky rotačních pneumatických motorů, škrcení na vstupu a výstupu [7]



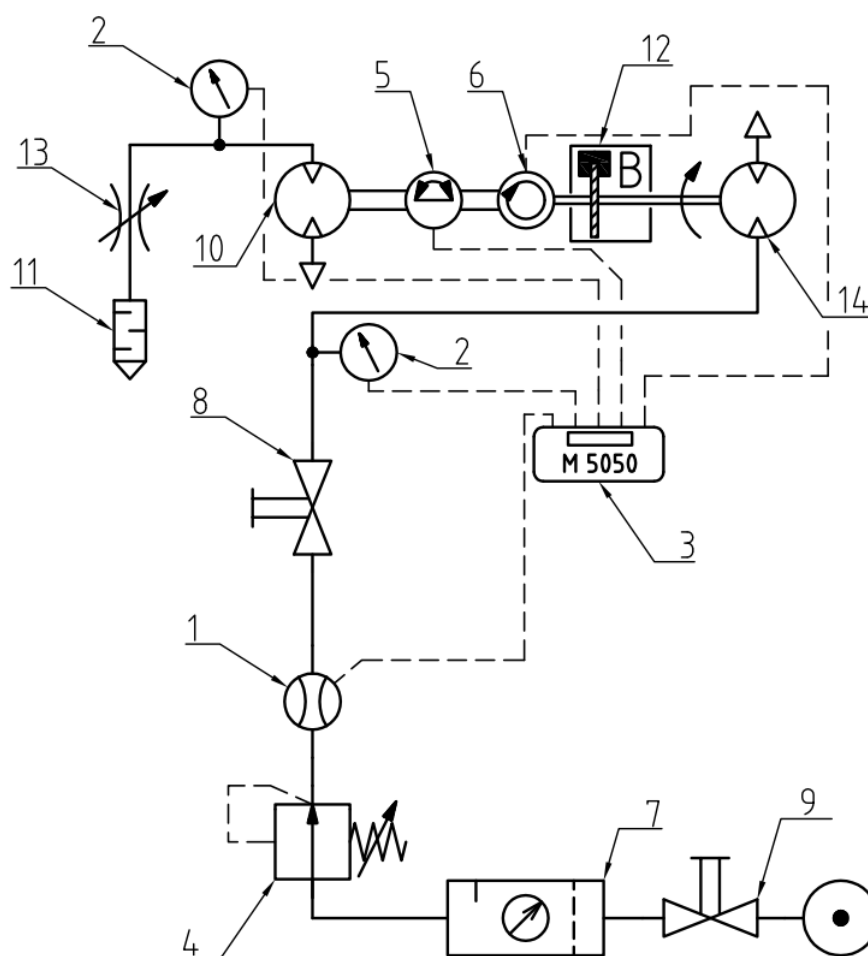
Obr. 4.6 Schéma zapojení pro škrcení na vstupu do motoru, 1 - Průtokoměr, 2 - Snímač tlaku, 3 - Záznamové zařízení, 4 - Redukční ventil, 5 - Snímač kroutičího momentu, 6 - Snímač otáček, 7 - Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu, 8,9 – Kulový ventil, 10 - Pneumatický rotační motor, 11 - Tlumič hluku, 12 – Kotoučová brzda, 13 – Škrticí ventil



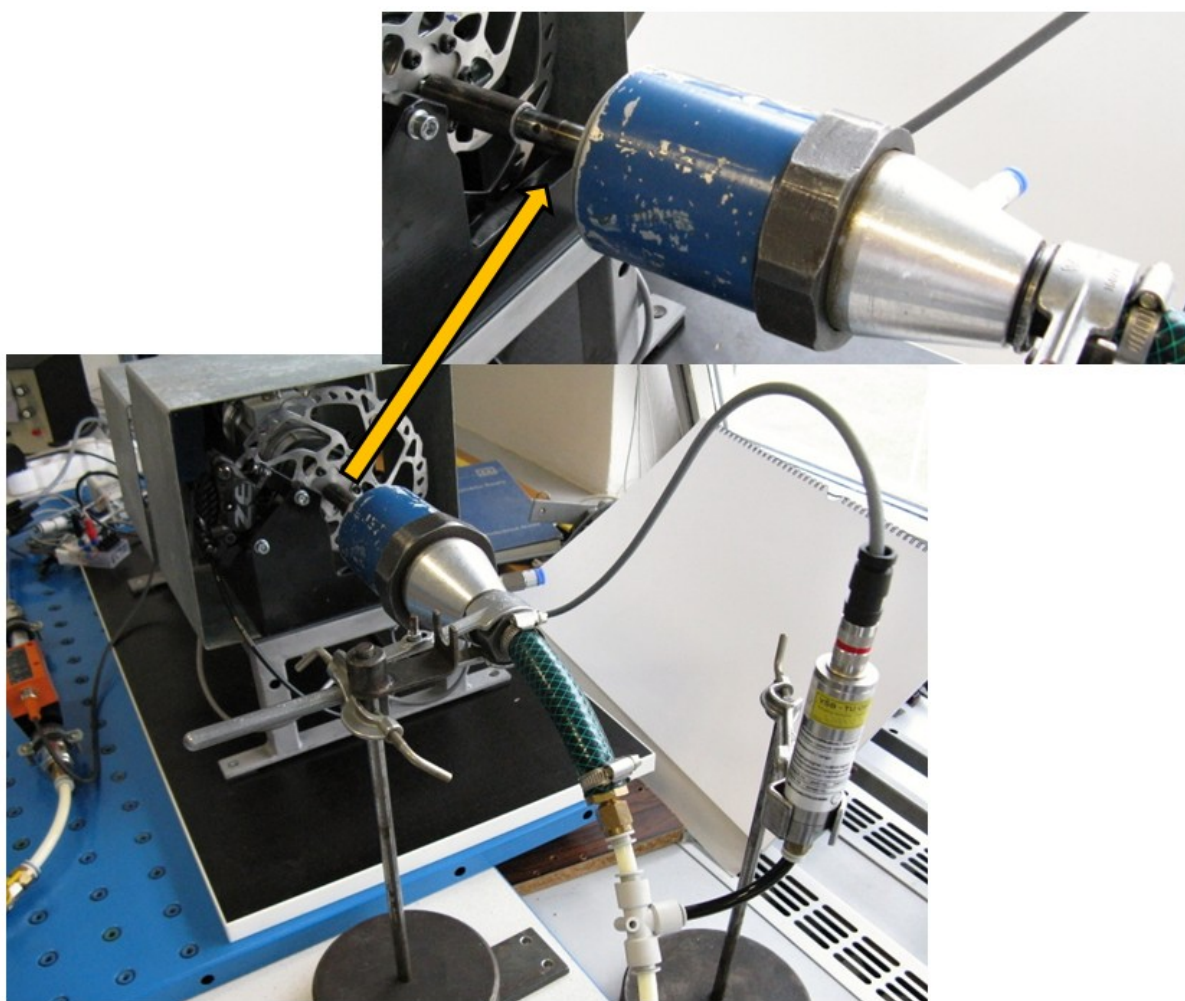
Obr. 4.7 Schéma zapojení pro škrcení na výstupu z motoru, popisy se shodují s Obr. 4.6

4.2.3 Měření lamelového motoru

Při měření charakteristik lamelového motoru byl k brzdění použit pístový motor Parker P1V-P012F01800. K lamelovému motoru byl přiveden tlakový vzduch. Na výstup pístového motoru byl připojen škrťací ventil a jeho nastavením se realizovalo brzdění pístového, respektive lamelového motoru. Lamelový motor byl se standem spojen pomocí redukční hřídele, která byla zašroubována v hřídeli ložiska. Měření proběhlo při tlacích $p=0,15$ a $0,2$ MPa. K takto nízkým tlakům bylo přistoupeno z důvodu velké spotřeby vzduchu lamelového motoru.



Obr. 4.8 Schéma zapojení pro proměřování lamelového motoru, 1 - Průtokoměr, 2 - Snímač tlaku, 3 - Záznamové zařízení, 4 - Redukční ventil, 5 - Snímač krouticího momentu, 6 - Snímač otáček, 7 - Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu, 8,9 – Kulový ventil, 10 - Pneumatický rotační motor, 11 - Tlumič hluku, 12 – Kotoučová brzda, 13 – Škrťací ventil, 14 – Lamelový motor



Obr. 4.9 Fotodokumentace – připojení lamelového motoru ke standu pomocí spojovací hřídele

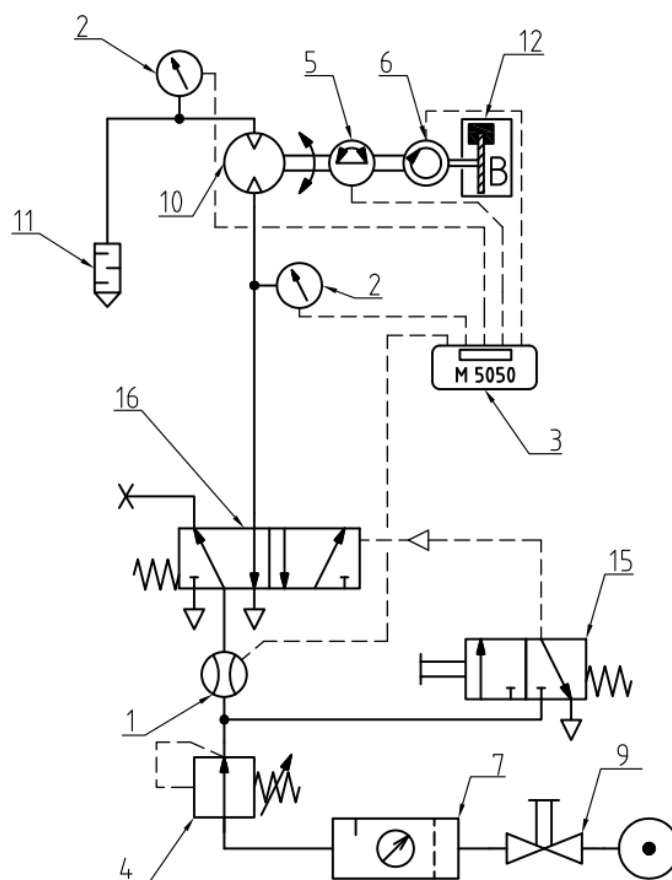
4.2.4 Proměřování dynamiky systému

Kromě hlavního cíle – proměřit základní statické charakteristiky motoru, bylo také zjištěno dynamické chování systému. Toto bylo provedeno za účelem ověření správné metodiky měření dynamiky systému.

Dynamické chování se zaznamenávalo pomocí záznamového zařízení M5050. Pneumatický obvod byl zapojen dle schématu na Obr. 4.10. K jednoduššímu ovládání rozběhu standu byl pneumatický obvod doplněn o řídicí rozváděč. Všechna měření proběhla při shodném nastavení vstupního tlaku $p=0,5 \text{ MPa}$.

Simulovány byly tyto situace:

- skokové spuštění a vypnutí s nezatíženým motorem
- spuštění a vypnutí zatíženého motoru (bržděno na $M=0,9 \text{ Nm}$)
- spuštění a vypnutí zatíženého motoru (bržděno na $M=1 \text{ Nm}$)
- spuštění nezatíženého motoru a v průběhu měření započato brždění, aby otáčky motoru klesly zhruba o $400 \text{ min}^{-1} \div 500 \text{ min}^{-1}$



Obr. 4.10 Schéma zapojení pro proměřování dynamiky systému, 15 – Tlačítkový rozváděč, 16 – Řídicí rozváděč, zbylé popisy se shodují s Obr. 4.8

4.3 Průběh měření a zpracování výsledků

Před začátkem měření bylo potřeba správně nastavit vstupní signály do záznamového zařízení Hydrotechnik M5050. Nastavovány byly rozsahy snímačů, jejich typ a požadované výstupní jednotky. Při této příležitosti také proběhlo vynulování snímačů, abychom zachovali stejné referenční podmínky pro všechna měření. Takto připravené záznamové zařízení a snímače zůstaly nastaveny po celou dobu měření. Vzorkovací perioda byla stanovena na 10 ms.

Následně byl díky proporcionálnímu, redukčnímu ventilu nastaven požadovaný tlak. Pro proměřování pneumatického rotačního motoru byly voleny tlaky $p=0,3; 0,4; 0,5$ a $0,6$ MPa. Stěžejní bylo měření při $p=0,5$ MPa, protože právě při tomto tlaku jsou v katalogu uvedeny všechny dostupné informace vztahující se k motoru.

V této fázi nastavení obvodu bylo již přikročeno k samotnému měření. Nejprve byl otevřen hlavní kulový ventil. Díky tomu byl umožněn průchod vzduchu do pneumatického rotačního motoru. Tento se začal neřízeně roztáčet, jakmile dosáhl pro daný tlak (a propustnost systému) maximálních otáček proběhlo první měření. Délka záznamu byla zvolena na 1 s. Po zaznamenání aktuálních snímaných hodnot bylo přikročeno k brzdění motoru. To probíhalo přimáčknutím páky hydraulické brzdy. Snaha byla, abychom přibrzděním snížili otáčky zhruba o 100 min^{-1} . Aktuální stav sledovaných veličin byl zobrazován na M5050. Po přibrzdění proběhl další záznam. Tato metodika se opakovala, dokud motor dokázal překonat brzdný účinek a nezastavil se. Po zastavení motoru byla brzdová páka stisknutá na maximální sílu brzy, zároveň byl uzavřen hlavní kulový ventil pro odpojení přísunu vzduchu. Až následně byla brzda puštěna – díky tomuto postupu, byla zachována maximální bezpečnost při používání standu.

Díky zvolené vzorkovací periodě a nastavení M5050 tak, aby zobrazovala průměrnou hodnotu záznamu, bylo zapříčiněno, že zobrazené hodnoty byly transparentní. To znamená, že pokud během měření, které trvalo 1 s, došlo k výkyvu hodnot, bylo to tímto postupem eliminováno.

Zobrazené hodnoty byly přepsány do programu MS Excel, ve kterém probíhalo konečné zpracování naměřených dat. Jednalo se především o zjištění výkonu, dosahované účinnosti a specifické spotřeby motoru.

Použité vzorce pro základní vyhodnocení

Výkon motoru

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{60} [W] \quad (4.1)$$

Kde: M – Krouticí moment $[Nm]$

n – Otáčky motoru $[min^{-1}]$

Skutečná účinnost motoru

$$\eta = \frac{P}{p \cdot Q} [W] \quad (4.2)$$

Kde: P – Výkon motoru $[W]$

p – Pracovní tlak $[Pa]$

Q – Průtok vzduchu převedený na normální tlak $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$

Specifická spotřeba vzduchu

$$\bar{m} = \frac{Q}{P} [dm_N^3 \cdot min^{-1} \cdot W^{-1}] \quad (4.3)$$

Kde: Q – Skutečná spotřeba vzduchu $[dm_N^3 \cdot min^{-1}]$

Modifikace obvodu pro alternativní měření:

Proměřování charakteristik při škrcení na vstupu nebo výstupu z motoru bylo ještě nutné před každým měřením nastavit škrticí ventil. Nastavovala se poloha škrtícího šroubu, vždy vztažena na otáčky od maximálního uzavření. Při měření na výstupu z motoru byly proměřovány tlaky jak na vstupu motoru, tak na výstupu z něj (viz. Obr. 4.6). U tohoto měření jsme zvolili dva přístupy zatěžování. První probíhal při neměnném nastavení škrtícího ventilu po celou dobu měření a zatěžovalo se brzdou. Druhý přístup spočíval v nastavení konstantní brzdné síly kotoučové brzdy a proměnného uzavření škrtícího ventilu. Jinými slovy, brzda stále brzdila a bylo otáčeno hradícím šroubem škrtícího ventilu od maximálního otevření do úplného zavření a tím zastavení motoru.

U měření lamelového motoru byl snímán tlak na vstupu do motoru a na výstupu z pístového motoru (Obr. 4.8). Škrticí ventil, kterým se mařil výkon lamelového motoru, byl připojen na výstupní kanál pístového rotačního motoru.

Měření dynamiky systému bylo na počátku nutné připojit řídicí rozváděč a jeho ovládání – tlačítko (Obr. 4.10).

Na přiloženém CD je obsažen soubor, kde jsou všechna měření zpracována.

5 Vyhodnocení měření

5.1 Vyhodnocení základního měření

Výsledky základního měření byly stěžejní pro následné porovnání s katalogovými hodnotami, respektive měření při tlaku $p=0,5$ MPa.

Tab. 5.1 Změřená a vypracovaná data pro tlak $p=0,5$ MPa

Moment – M	Tlak – p	Průtok – Q	Otáčky – n	Výkon – P	Účinnost – η	Specifická spotřeba – \bar{m}
[Nm]	[10^5 Pa]	[$\text{dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$]	[min^{-1}]	[W]	[%]	[$\text{dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{W}^{-1}$]
3,4	5,031	70,8	0	0,00	0,00	-
2,9	4,974	132,7	272,6	82,79	45,06	1,60
3	5,025	129,3	259,2	81,43	45,41	1,59
3	5,004	100	201,2	63,21	45,60	1,58
2,8	5,01	150,7	322,2	94,47	45,22	1,60
2,6	4,925	201	475,5	129,47	46,60	1,55
2,7	4,994	190	443,9	125,51	47,68	1,51
2,6	4,928	202,8	483	131,51	46,91	1,54
2,6	4,925	213,4	520,9	141,83	48,08	1,50
2,3	4,966	278,4	779,7	187,79	48,73	1,48
2,3	4,898	266,6	727,3	175,17	47,58	1,52
2,1	4,822	298,2	870,6	191,45	46,62	1,56
2,1	4,832	294,6	856,3	188,31	46,39	1,56
1,6	4,532	340,8	1149	192,52	41,47	1,77
1,7	4,613	325,8	1060	188,70	42,39	1,73
1,5	4,411	351,2	1240	194,78	40,92	1,80
1,4	4,353	360,8	1304	191,18	39,19	1,89
1,1	4,196	383,5	1493	171,98	33,40	2,23
0,9	4,063	394,8	1620	152,68	28,99	2,59
0,8	3,969	404,4	1716	143,76	26,77	2,81
0,6	3,888	415,1	1836	115,36	21,02	3,60
0,4	3,7	435,4	2136	89,47	15,71	4,87

Příklad výpočtu základních veličin motoru pro otáčky $n=1060 \text{ min}^{-1}$:

Výkonu motoru

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1060 \cdot 1,7}{60} = 188,7 \text{ W} \quad (4.1)$$

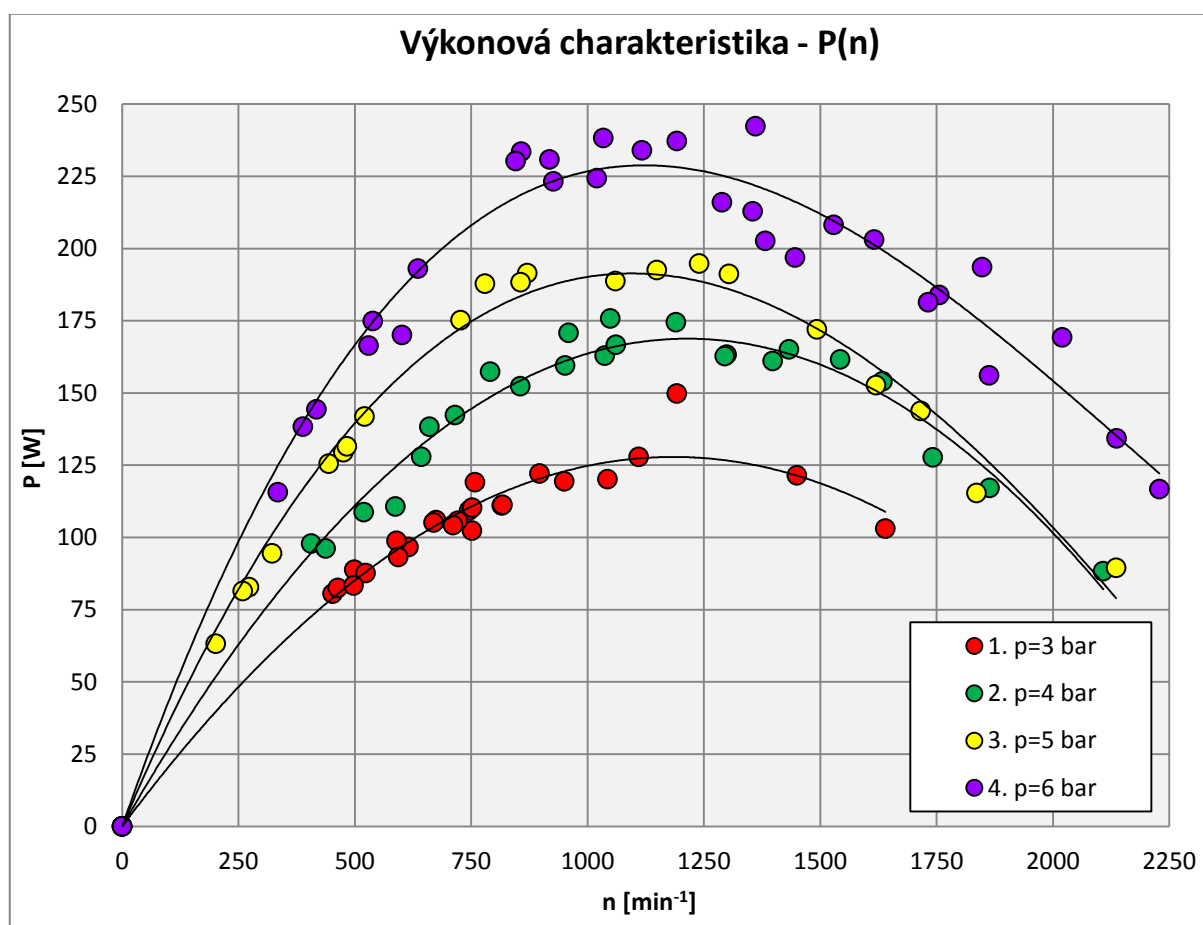
Účinnost motoru

$$\eta = \frac{P}{p \cdot Q} = \left(\frac{188,7}{4,613 \cdot 10^5 \cdot 9,65 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 100 = 42,39 \% \quad (4.2)$$

Specifická spotřeba

$$\bar{m} = \frac{Q}{P} = \frac{325,8}{188,7} = 1,73 \text{ dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{W}^{-1} \quad (4.3)$$

Z vypočtených veličin byly dále vykresleny grafy, díky kterým jsou lépe vidět průběhy charakteristik.

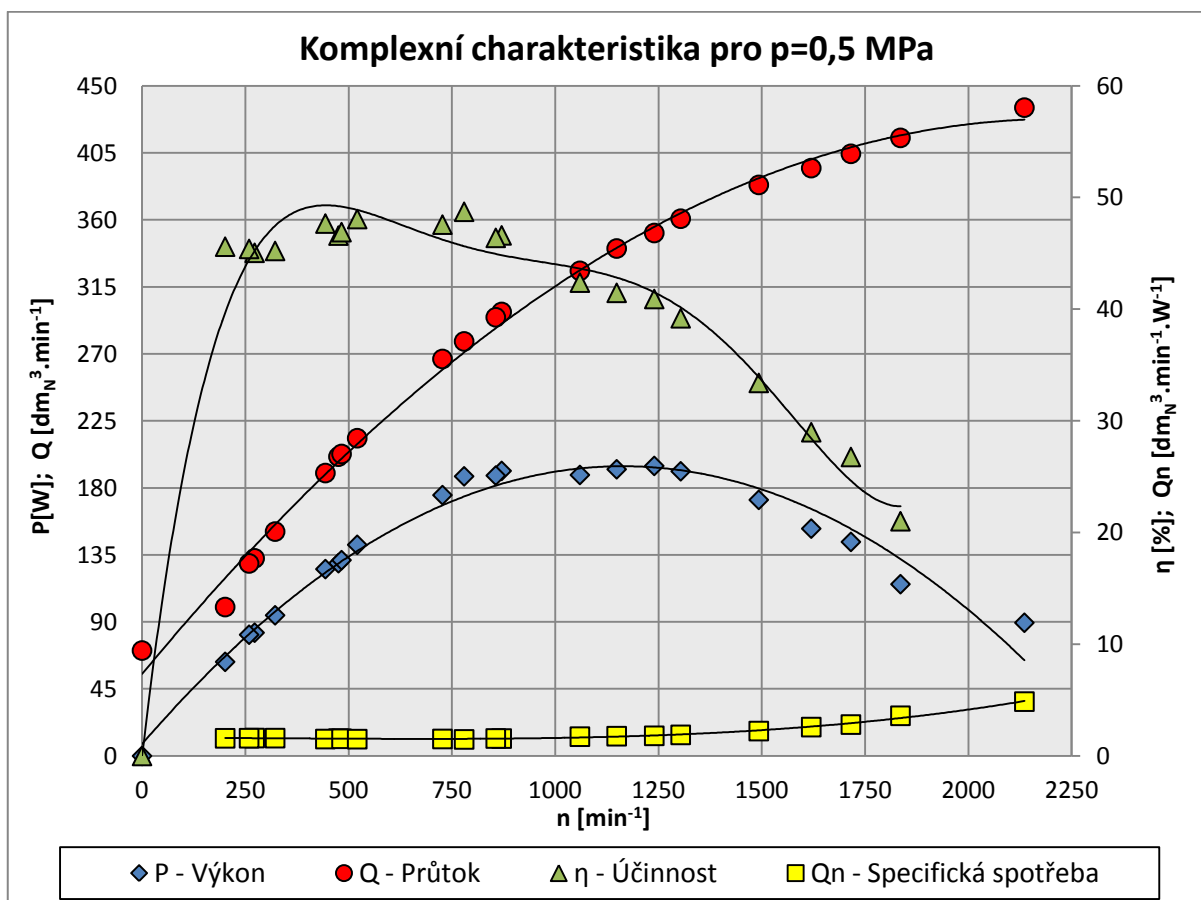


Graf. 5.1 Výkonová charakteristika pneumatického motoru, zobrazeny jsou průběhy pro všechny měřené tlaky

Z grafu 5.1 je patrné, že maximální výkon motoru pro stěžejní tlak $p=0,5$ MPa je dosaženo při otáčkách $n=1100 \text{ min}^{-1}$. Jeho velikost je $P_{\max}=192 \text{ W}$. Pokud tuto hodnotu porovnáme s katalogovou hodnotou $P_{\max}=125 \text{ W}$ (Tabulka 3.1), zjistíme, že námi naměřený výkon je vyšší o 67 W . Také otáčková hladina je povýšena o 200 min^{-1} . Největšího výkonu motoru je samozřejmě dosaženo při nejvyšším měřeném tlaku $p=0,6 \text{ MPa}$. Naměřený maximální výkon byl dosažen při $n=1120 \text{ min}^{-1}$ a bylo to $P_{\max}=229 \text{ W}$. Z grafu lze názorně vidět, jak výkon s rostoucími otáčkami stoupá. Po dosažení výkonového maxima se výkon opět snižuje, s tím, že otáčky dále stoupají. Vyhodnocení výkonové charakteristiky je zobrazeno v tabulce 5.2.

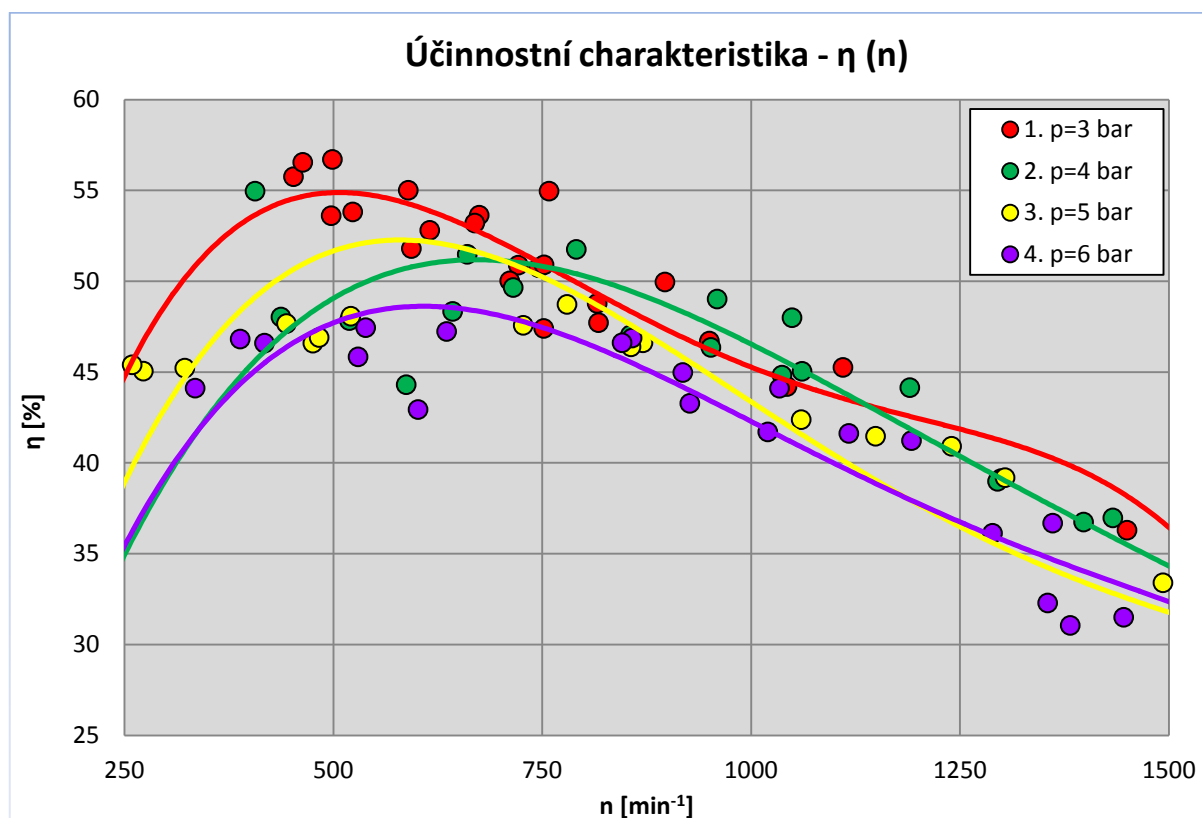
Tabulka 5.2 Maximální změřené výkony v závislosti na otáčkách motoru

$p [10^5 \text{ Pa}]$	$n [\text{min}^{-1}]$	$P [\text{W}]$
3	1180	128
4	1210	170
5	1100	192
6	1120	229



Graf. 5.2 Komplexní charakteristika pístového rotačního motoru, při pracovním tlaku $p=0,5 \text{ MPa}$

Graf 5.2 názorně zobrazuje komplexní charakteristiku. Lze pozorovat výkonovou křivku v závislosti na otáčkách. Dále je zobrazena průtoková křivka, účinnost a specifická spotřeba vztažená k otáčkám. Křivka průtoku nelineárně stoupá až do svého maxima okolo $435 \text{ dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při otáčkách 2136 min^{-1} . Z průběhu specifické spotřeby je patrné, že je nejefektivnější motor provozovat v oblasti otáček okolo 800 min^{-1} , při tlaku $p=0,5 \text{ MPa}$. Zde je totiž poměr spotřeby vzduchu a produkovaného výkonu nejnižší. Maximální účinnosti je dosaženo z kraje pracovního rozsahu. Nastává okolo 450 min^{-1} a dosahuje hodnoty zhruba 50%. Graf účinností je uveden níže na grafu 5.3.

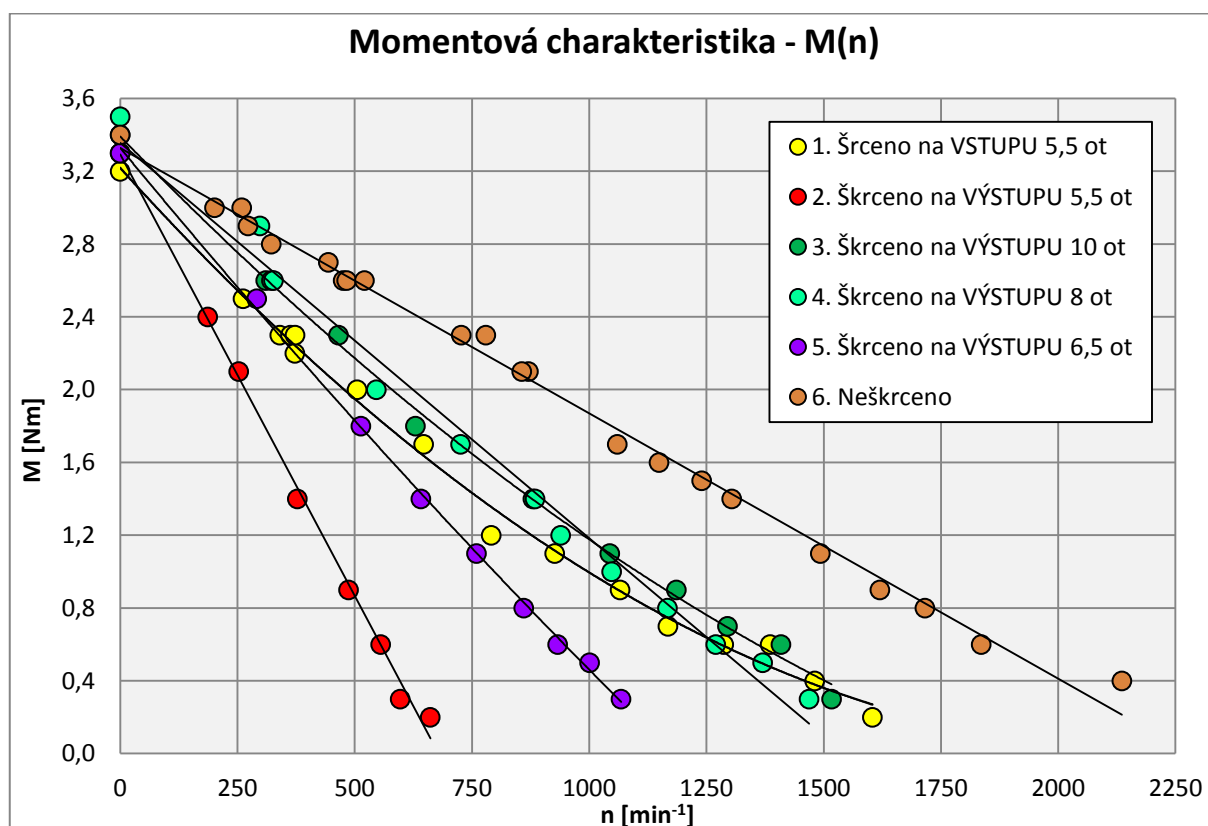


Graf. 5.3 Výřez z grafu účinností

Graf 5.3 zobrazující účinnosti ukazuje, že nejvyšší změřené účinnosti bylo dosaženo při pracovním tlaku $p=0,3 \text{ MPa}$. Té je dosaženo při 500 min^{-1} otáčkách a dosahuje hodnoty zhruba 56,7%. Zajímavý je fakt, že s rostoucími tlaky se celkové průběhy účinností snižují. To je zapříčiněno zvyšujícími se průtokovými ztrátami motoru, které se přímo odvíjí od pracovního tlaku. Jinými slovy čím vyšší tlak, tím vyšší průtokové ztráty, a tím nižší účinnost.

Ostatní charakteristiky jsou uvedeny v příloze D. Jedná se o průběhy průtokové charakteristiky $Q(n)$, momentové charakteristiky $M(n)$ a závislosti výkonu na pracovním tlaku motoru. Také obsahuje graf účinností v plném rozsahu os.

5.2 Vyhodnocení měření při škrcení na vstupu a výstupu z motoru



Graf. 5.4 Momentová charakteristika porovnávající škrcení na vstupu a výstupu

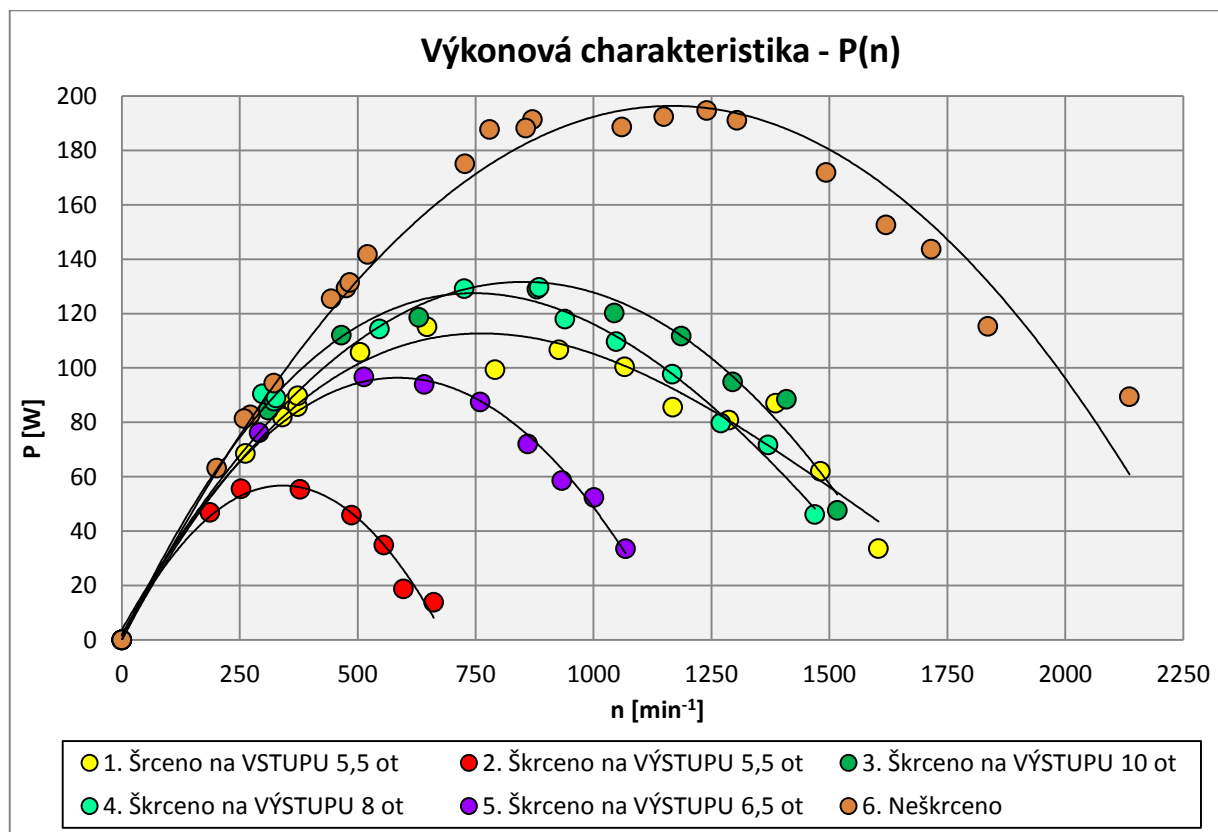
Z grafu 5.4 můžeme pozorovat průběhy momentových křivek při škrcení na vstupu a výstupu z motoru. Škrcení na vstupu je zde zastoupeno jedním změřeným průběhem při nastavení škrticího ventilu na 5,5 otáček od uzavřené polohy. Zbylé průběhy jsou při škrcení na výstupu s nastaveným škrticím ventilem na 5,5; 6,5; 8 a 10 otáček od uzavřené polohy. Pro názornost je zde zobrazen i průběh při neškrceném chodu motoru.

V tomto okamžiku je dobré pozorně se podívat na Obr 4.5. Oproti katalogovému zobrazení jsou v námi naměřených průbězích dvě zásadní odlišnosti.

První je velikost záběrového momentu pro oba typy zapojení škrticího ventilu. Ten se při tlaku $p=0,5$ MPa pohybuje v rozmezí hodnot $M=3,2 \div 3,5$ Nm. Tento rozptyl je způsoben aktuálním natočením excentrického uložení ojníc. Z logiky věci vyplývá, že nezáleží na zapojení škrticího ventilu (vstup či výstup), neboť tlak vzduchu působící na pracovní plochu pístu je při nulových otáčkách motoru vždy stejný. Katalogové průběhy ale vykazují u škrcení na vstupu hodnotu záběrového momentu menší zhruba o 50%. Při škrcení na výstupu je záběrový moment snížen o 15%.

Druhá odlišnost se skrývá ve tvarech momentových křivek. Z námi změřených hodnot vyplývá, že klesání momentu s rostoucími otáčkami je téměř dokonale lineární – pro škrcení na výstupu. Mírně konvexní tvar má křivka pro škrcení na vstupu.

Výše popsané výsledky platí pro první typ zatěžování – konstantní nastavení škrticího ventilu a proměnou brzdou sílu. Při měření druhou metodou, konstantní brzdná síla a proměnné nastavení škrticího ventilu, bylo dosaženo podobných výsledků.



Graf. 5.5 Výkonová charakteristika porovnávající škrcení na vstupu a výstupu

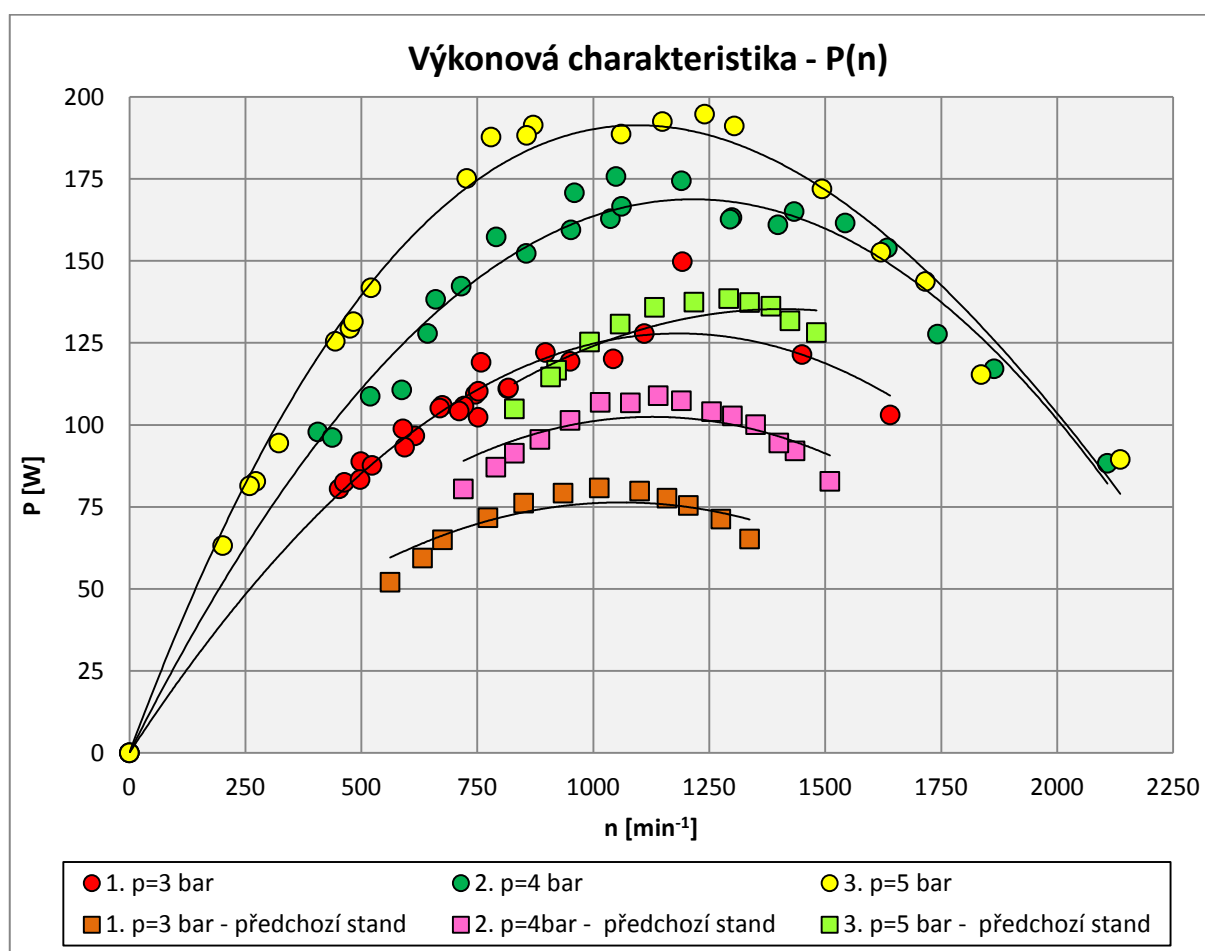
Pro zajímavost je zde uveden průběh výkonu při škrcení na vstupu a výstupu. Shodné nastavení škrticího ventilu na 5,5 otáček, ale jiné rozdílné zapojení v obvodu má velký vliv na průběh výkonu. Při škrcení na vstupu je dosaženo výkonu $P=115 \text{ W}$ při otáčkách $n=780 \text{ min}^{-1}$, zatímco při škrcení na výstupu je maximální dosažený výkon jen $P=55 \text{ W}$ při otáčkách $n=350 \text{ min}^{-1}$. Tento jev je způsoben protitlakem na výstupu z pracovního prostoru motoru. Prostor pístu není spojen přímo s atmosférou, jako je tomu při škrcení na vstupu, ale je neustále v přetlakovém režimu, neboť škrticí ventil umístěný na výstupu způsobuje zmenšení výstupního průřezu, a tím dochází k nárůstu odporů při pracovním pohybu pístu. Svůj podíl také nesou odpory vedení, které je nutné pro připojení snímačů na výstup z motoru.

5.3 Porovnání charakteristik s měřením na předchozím standu

Výsledky měření byly dále porovnány s výsledky, které byly naměřeny v rámci diplomové práce Ing. Tomáše Huberta pod vedením prof. Ing. Jaroslava Kopáčka, CSc.

V tomto případě bylo měření realizované na standu obsahující stejnosměrný elektromotor. Elektromotor byl spojen hřídelí s pneumatickým motorem. Díky měřenému proudu a napětí, které bylo vyráběno elektromotorem, se dále přes známou účinnost elektromotoru vypočítávaly základní charakteristiky pneumatického motoru.

Porovnány jsou měření při pracovních tlacích $p=0,3$; $0,4$; $0,5$ MPa. Nastavení obvodu je shodné se základním měřením.

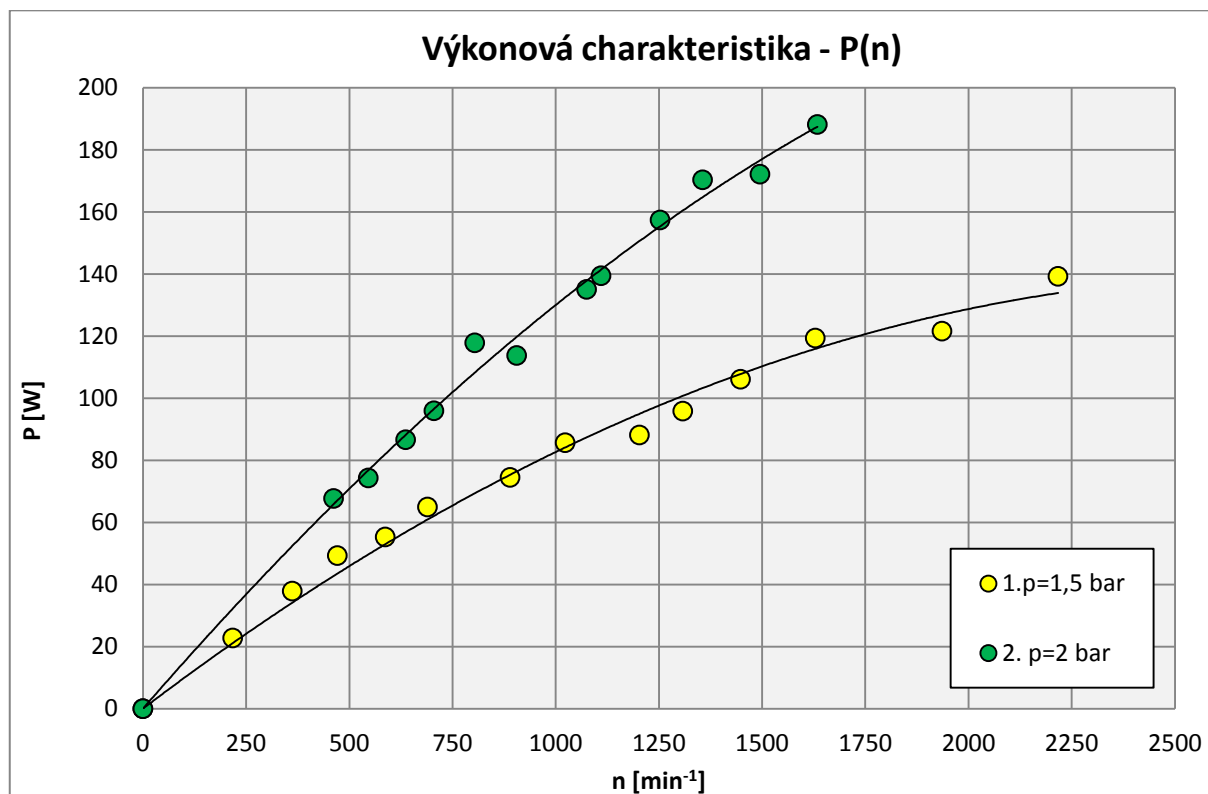


Graf. 5.6 Porovnané výkonové charakteristiky

Z grafu 5.6 lze vidět, že námi změřené hodnoty se ve všech případech odlišují. V celém měřeném spektru dosahujeme vyšších hodnot. Naše hodnoty jsou také změřeny v širším spektru otáček.

5.4 Vyhodnocení měření lamelového motoru

K proměřování lamelového motoru bylo přistoupeno s cílem ověřit metodiku zatěžování. Lamelový motor, který byl k dispozici, byl již v minulosti proměřen v disertační práci pana Dr. Ing. Radima Olšovského.



Graf. 5.7 Změřená část výkonové charakteristika lamelového motoru

Při proměřování motoru bylo zjištěno, že nemáme dostatečně silný zdroj vzduchu z pohledu potřebného množství. Dále pak výkon lamelového motoru převyšoval mechanické možnosti standu. To také platilo i pro otáčky, které se v maximu, dle disertace Dr. Ing. Olšovského, dosahovaly hodnot nad 5500 min^{-1} . Z důvodu vysokých otáček jsme se obávali mechanického poškození pístového motoru, kterým se lamelový motor zatěžoval.

Výsledné charakteristiky mohou být ovlivněny navrtanými otvory do pláště motoru. Ty byly v minulosti vyvrtány za účelem měření tlaku přímo v pracovním prostoru motoru. Při měření byly otvory zazátkovány, ale těsnost nemusela být dokonalá.

Z výše uvedených důvodů byla proměřena jen počáteční oblast otáček motoru. Z průběhu výkonových křivek je patrné, že ještě nebylo dosaženo maximálního výkonu, neboť křivky mají stále rostoucí charakter. Je zde názorně vidět, že s rostoucím tlakem stoupá i vyprodukovaný výkon motoru.

5.5 Vyhodnocení proměřené dynamiky systému

Data získána z měření dynamiky systému jsou určena především pro budoucí analýzu. Simulované situace jsou uvedeny v tab. 5.3. Datové soubory obsahující naměřené situace a jejich hodnoty, jsou obsažena na CD.

Tab. 5.3 Přehled změřených situací při měření dynamiky systému

Název souboru	Zaznamenaná situace
reh-1.MWF	Skokové otevření přívodu vzduchu - nezatížený motor
reh-2.MWF	Skokové uzavření přívodu vzduchu - nezatížený motor
reh-3.MWF	Skokové otevření přívodu vzduchu - zatížený motor ($M=0,9 \text{ Nm}$)
reh-4.MWF	Skokové uzavření přívodu vzduchu - zatížený motor ($M=0,9 \text{ Nm}$)
reh-5.MWF	Skokové otevření přívodu vzduchu - zatížený motor ($M=1 \text{ Nm}$)
reh-6.MWF	Skokové uzavření přívodu vzduchu - zatížený motor ($M=1 \text{ Nm}$)
reh-7.MWF	Odezva na skokovou změnu zatížení při spouštění motoru (od $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ do $n = 760 \text{ min}^{-1}$)
reh-8.MWF	Odezva na skokovou změnu zatížení při spouštění motoru (od $n = 1170 \text{ min}^{-1}$ do $n = 750 \text{ min}^{-1}$)
reh-9.MWF	Odezva na skokovou změnu zatížení při spouštění motoru (od $n = 1212 \text{ min}^{-1}$ do $n = 722 \text{ min}^{-1}$)
reh-10.MWF	Odezva na skokovou změnu zatížení při spouštění motoru (od $n = 1240 \text{ min}^{-1}$ do $n = 950 \text{ min}^{-1}$)

5.6 Porovnání měření a teoretických vypočtených hodnot

Nad rámec zadání práce bylo provedeno porovnání měřeného a teoretického výpočtového výkonu.[1] Toto srovnání je provedeno pro pracovní tlak $p=0,5$ MPa a měření základního nastavení.

Skutečný výpočtový výkon motoru

$$P_s = V_g \cdot n \cdot p_{it} - V_g \cdot n^2 \cdot p_{it} \cdot \eta_m \cdot a \text{ [W]} \quad (5.1)$$

Kde:

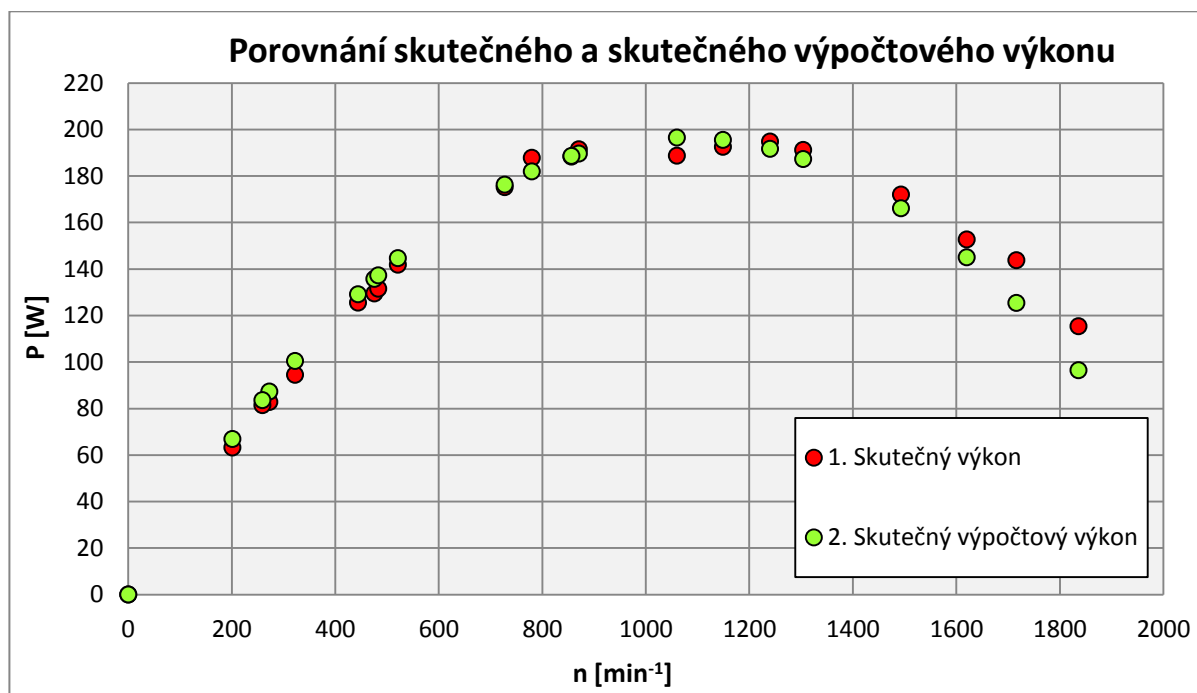
V_g – Geometrický objem motoru $[m^3]$

p_{it} – Indikovaný tlak $[Pa]$

η_m – Mechanická účinnost

a – Součinitel pneumatického motoru

Součinitel a byl zjištěn z porovnání průběhů křivek skutečného a skutečného výpočtového výkonu. Tento je ovlivňován především mechanickou účinností η_m a parametrem a . Toto porovnání je zobrazeno na grafu 5.8. Hodnota mechanické účinnosti byla stanovena na $\eta_m=0,86$. Hodnota součinitele $a=0,028$.



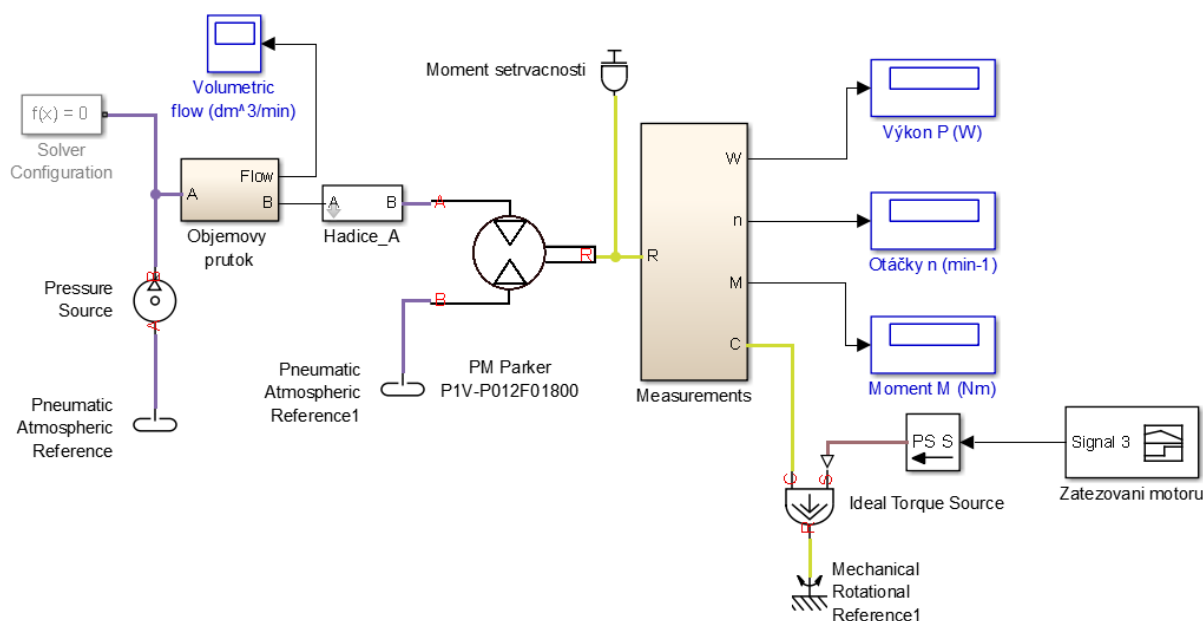
Graf. 5.8 Porovnání skutečného a skutečného výpočtového výkonu; experimentální určení mechanické účinnosti η_m a součinitele a

6 Sestavení modelu v prostředí Matlab Simulink Simscape

Pro účely matematické simulace byl sestaven pneumatický obvod s mechanickým zatěžováním v prostředí Matlab Simulink Simscape. Hlavním cílem bylo sestavený obvod naladit tak, aby se vypočtené veličiny co nejvíce blížily reálně naměřenému stavu. Byly zvoleny dva přístupy pro tvorbu obvodu. První přístup spočíval ve využití pneumatického obvodu s rotačním pneumatickým motorem, který je přímo součástí Matlab Helpu. Druhý zvolený postup je založen na modelaci pneumatického motoru pomocí dvou prvků Rotary Pneumatic Piston Chamber.

6.1 Modelování obvodu pomocí Matlab Helpu

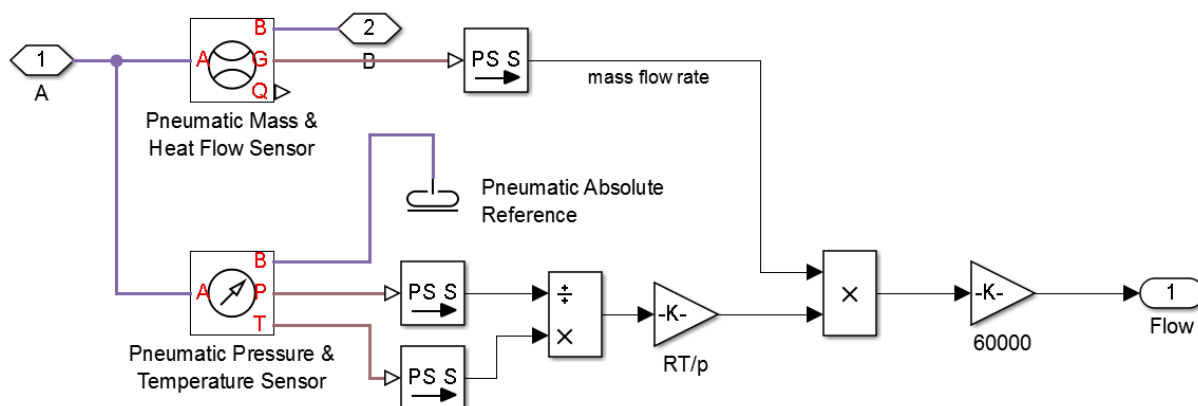
Základem pneumatického obvodu, který je vidět na Obr. 6.1 je implicitně sestavený obvodu, který je dohledatelný v Matlab Helpu pod názvem Pneumatic Motor and Directional Control Valve. Pro naše účely byl řídicí ventil vymazán, stejně jako odpadní potrubí. Navíc je obvod doplněn o výpočet aktuálního výkonu. Dále bylo modifikováno zatěžování motoru. Zde se osvědčilo použití ideálního generátoru krouticího momentu. Jeho aktuální produkovaný moment je řízen pomocí Signal Builderu. Počítáno je s konstantním tlakovým zdrojem. Přesněji s tlakem $p=0,5$ MPa.



*Obr. 6.1 Model pneumatického obvodu v prostředí Matlab Simulink
Simscape - Matlab Help obvod*

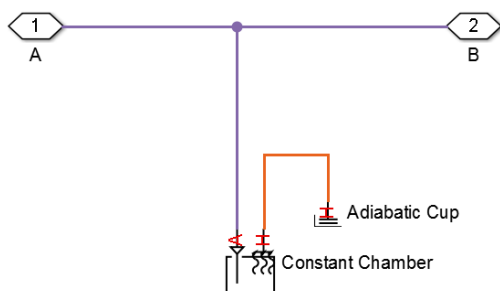
Základní prvky, z kterých je obvod složen, jsou: konstantní zdroj tlaku, průtokoměr, spojovací hadice, pneumatický rotační motor, blok pro výpočet mechanických výstupních veličin, zatěžovací element.

Blok, díky kterému je zobrazován objemový průtok se skládá z dvojice snímačů. Jsou to snímač průtoku a snímač tlaku s integrovaným teplotním senzorem. Díky nim je vypočítán objemový průtok, který je dále zobrazen v $\text{dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 6.2 Pohled na vnitřní uspořádání bloku, starají se o výpočet objemového průtoku vzduchu

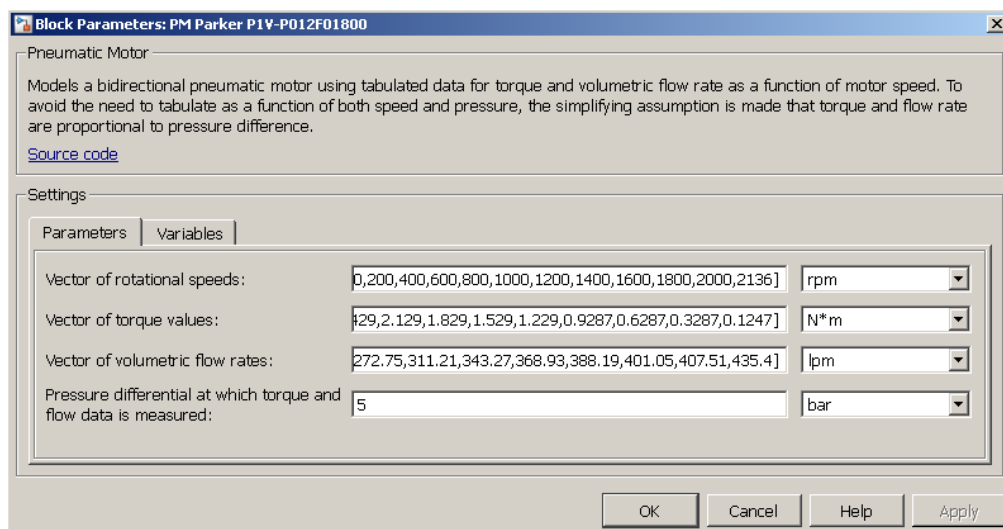
Blok hadice je jednoduše poskládán z komponent, které jsou uvedeny na Obr. 6.3. Nastavitelné jsou parametry délky, průměr, vnitřní drsnosti hadice a pracovní teplota, jak je vidět z Obr. 6.4.



Obr. 6.3. Složení pneumatického vedení

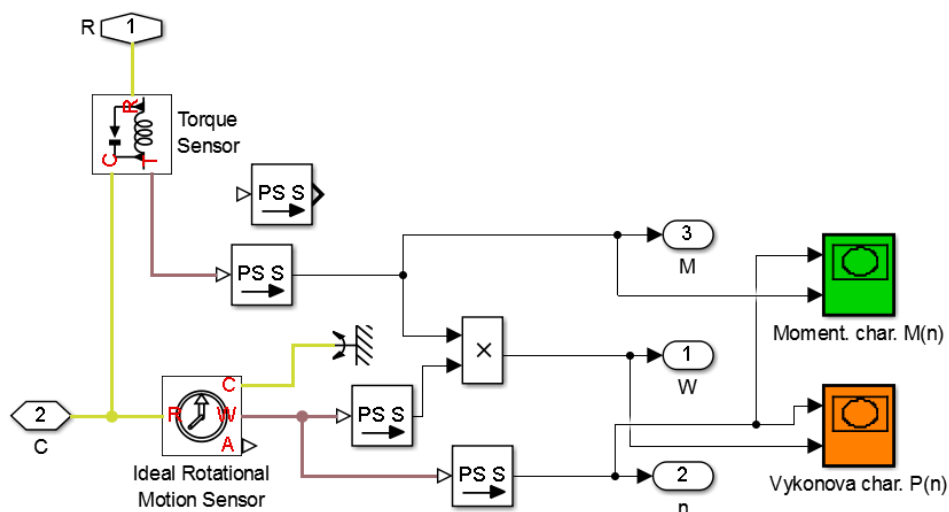
Obr. 6.4 Vstupní parametry hadice

Pneumatický rotační motor, který je obsažen v Matlab Helpu, není jasně specifikován, co se výpočtových rovnic týče. Jediná nastavitelná kritéria ovlivňující jeho charakteristiky poté jsou: otáčky, generovaný moment a průtok. Data musí být zadána maticově. Zjednodušeně řečeno, jsou do bloku motoru vloženy přesné informace o chování motoru, neboť jasně dané otáčky doplním o přesné hodnoty krouticího momentu při odpovídajícím průtoku. Do modelu tak byly vloženy hodnoty, které se opírají o reálné měření. Přesné velikosti krouticího momentu a průtoku jsou dopočítány pomocí regresní rovnice z momentové a průtokové charakteristiky.



Obr. 6.5 Nastavení charakteristik pneumatického motoru

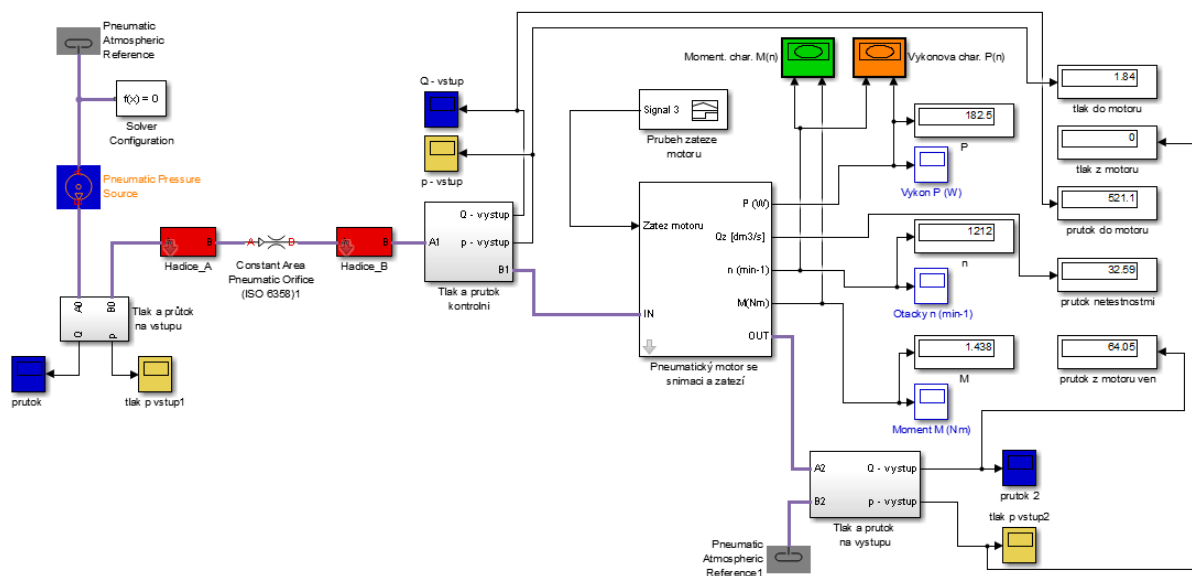
Blok zajišťující výpočet mechanických veličin (Obr. 6.6) je složen ze snímače krouticího momentu a snímače otáček. Na základě těchto snímaných veličin je dále vypočten výkon motoru. Pro přehlednost, je aktuální hodnota momentu a otáček zobrazena.



Obr. 6.6 Blok sloužící pro výpočet a zobrazení mechanických veličin

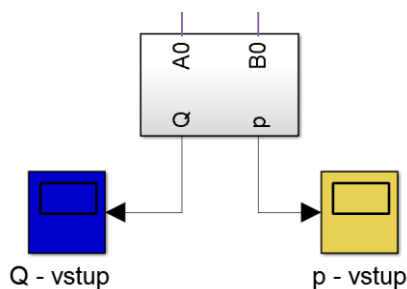
6.2 Modelování obvodu pomocí Rotary Pneumatic Piston Chamber

Na Obr. 6.7 můžeme vidět matematický model obvodu. Při sestavování modelu, bylo hlavním kritériem maximální se přiblížení skutečnému stavu pneumatického obvodu. Obvod je vybaven velkým množstvím přidaných snímačů. Jedná se především o průtokoměry a snímače tlaku. Tyto jsou v obvodu zařazeny pro lepší pochopení aktuálního stavu při měření.

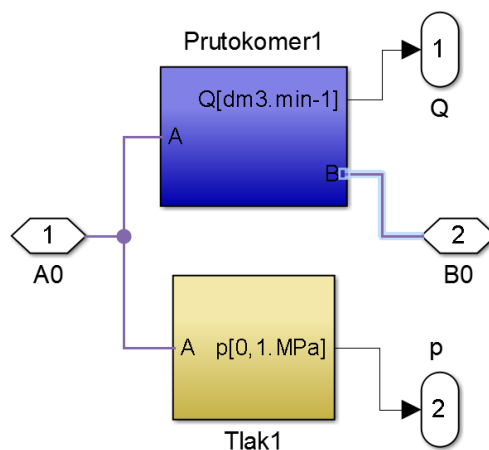


Obr. 6.7 Matematický model pneumatického obvodu v prostředí Matlab Simulink Simscape - motor modelován pomocí Rotary Pneumatic Piston Chamber

Pro zjišťování a zaznamenání průběhu tlaků a průtoků, je obvod na několika místech vybaven měřícím blokem (Obr. 6.8). Jeho vnitřní uspořádání je vidět z Obr. 6.9.

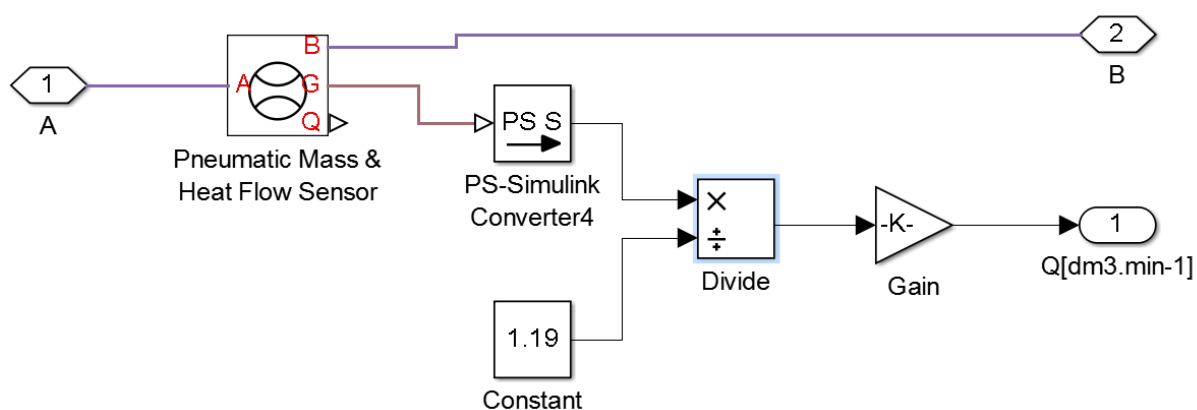


Obr. 6.8 Blok pro snímání průtoku a tlaku



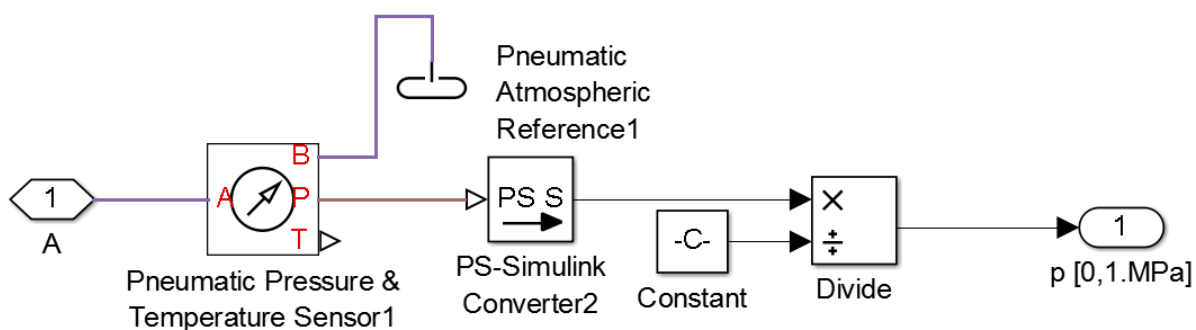
Obr. 6.9 Vnitřní pohled

Podblok průtokoměru je sestaven z klasického snímače průtok. V tomto případě je tlak ještě přepočítáván pomocí hustoty vzduchu při teplotě 25 °C.



Obr. 6.10 Pohled do útrov bloku průtokoměru

Podblok snímače tlaku je sestaven podobně jako snímač průtok. Zde se výsledný tlak převádí z jednotek Pa na jednotky 0,1.MPa.



Obr. 6.11 Pohled do útrov bloku pro snímání tlaku

Vedení vzduchu je zde modelováno odlišně oproti modelu z Helpu. V tomto případě je blok hadice navíc rozšířen o potrubí. Vstupními parametry pro hadici je její vnitřní průměr, délka, velikost vnitřních nerovností, teplota a absolutní tlak.

Block Parameters: Hadice_A

Subsystem (mask)

Parameters

Vnitřní průměr trubky (m)
5e-3

délka trubky (m)
0.08

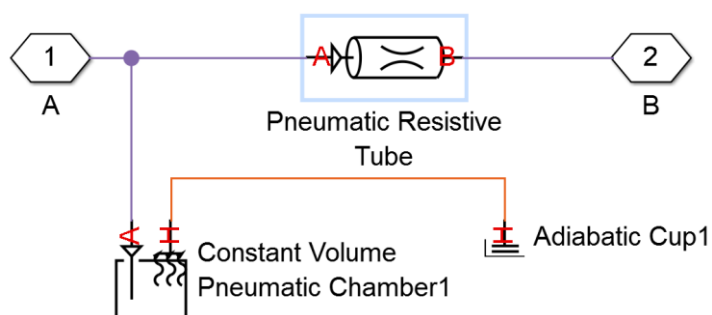
Velikost vnitřních nerovností (m)
0.000041

Počáteční teplota (K)
293.15

Počáteční tlak (Pa) (absolutní)
101325

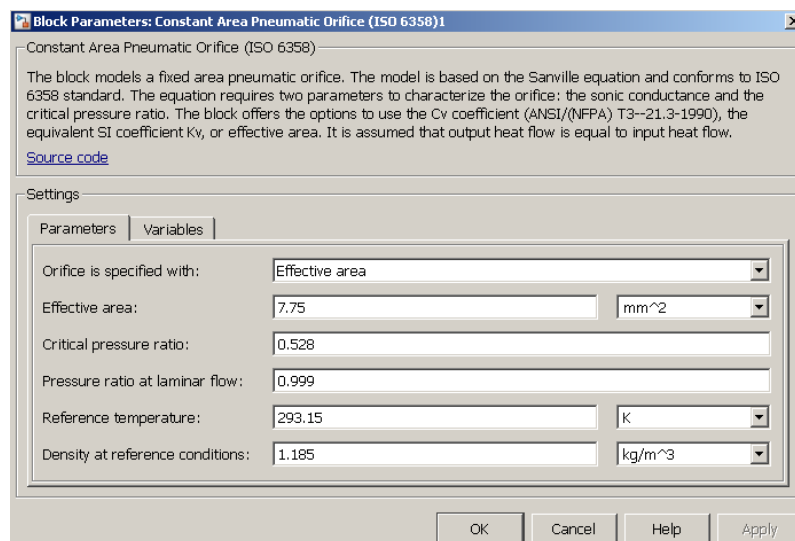
OK Cancel Help Apply

Obr. 6.12 Vstupní parametry bloku vedení – gumová hadice



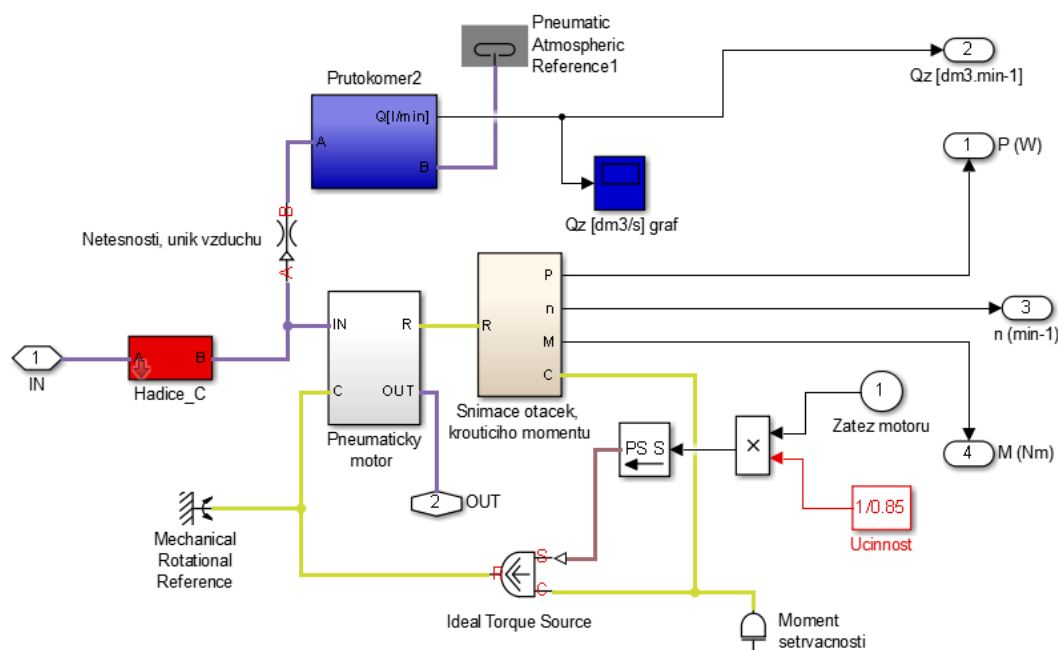
Obr. 6.13 Vnitřní uspořádání bloku vedení – gumová hadice

Blok škrticího ventilu je zde použit jako suplování místních odporů vedení.

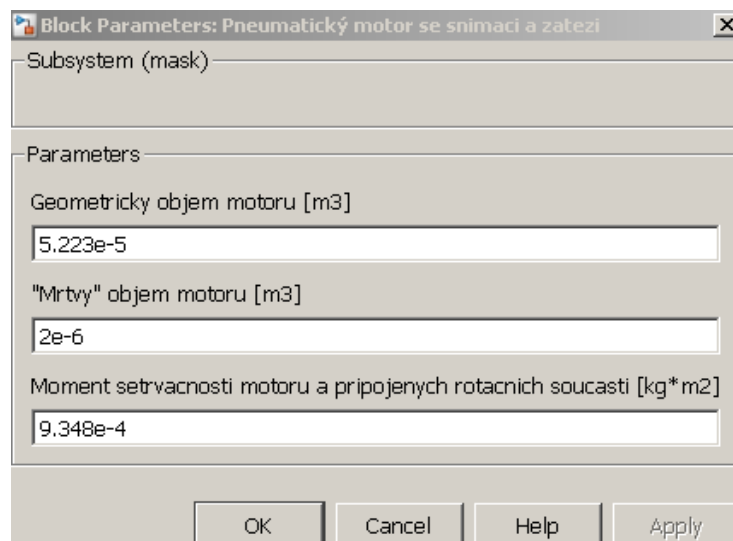


Obr. 6.14 Nastavení škrticího ventilu

Stěžejní blok pro obvod je blok motoru, snímačů a zátěže (Obr. 6.15). Obsahuje všechny tři předešle zmíněné bloky tak, aby matematický model odpovídal co nejvíce realitě. Z toho důvodu je také rozšířen o vnitřní kanály a rotační válcové šoupátko. Toho bylo dosaženo vložem *Hadice_C*. Dále pak jsou zahrnuty i ztráty netěsnostmi motoru. O ty se stará zařazený škrticí ventil spojený přímo s atmosférou. Vstupními parametry celého bloku jsou geometrický objem motoru, „mrtvý“ objem motoru a moment setrvačnosti motoru a připojených součástí (Obr. 6.16).



Obr. 6.15 Vnitřní uspořádání bloku motoru, snímačů a zátěže



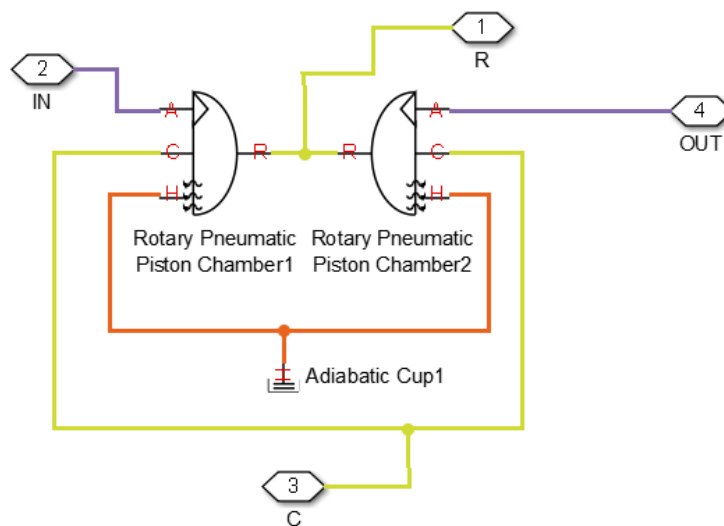
Obr. 6.16 Vyžadované vstupní parametry bloku motoru, snímačů a zátěže

Velikost geometrického objemu motoru byla již uvedena v kapitole 3.1.1. Tak zvaný „mrtvý“ objem motoru byl nastaven experimentálně. Do momentu setrvačnosti byl v tomto případě zahrnut snímač krouticího momentu, pružná spojka, hřídel ložiska, hřídel motoru a brzdový kotouč. Snímač krouticího momentu a pružná spojka mají hodnoty momentu setrvačnosti uvedeny v katalogových listech výrobce. Pro zbylé tři části byl proveden výpočet základních mechanických vlastností pomocí 3D modelu, který byl již vytvořen. Data jsou obsažena v příloze G.

Tab. 6.1 Hodnoty momentů setrvačností rotačních součástí standu

Součást	Hodnota momentu setrvačnosti v [kg.m ²]
Kotouč	7,770E-04
Hřídel spojky	1,269E-05
Hřídel ložiska	8,955E-05
Spojka	1,576E-05
Snímač krouticího momentu	3,980E-05
Celkový moment	9,348E-04

Blok motoru je sestaven z dvojice pneumatických rotačních převodníků. K tomuto řešení bylo přikročeno za účelem simulace jak vstupu vzduchu, tak výstupu vzduchu z motoru. Vstupními parametry jsou zde pouze geometrický objem motoru – V_g , dále počáteční úhel natočení, „mrtvý“ objem - V_{gd} , orientace komory. Výpočty motoru fungují díky rovnici uvedené na Obr. 6.18. Nastavení motoru je vidět na Obr. 6.19.

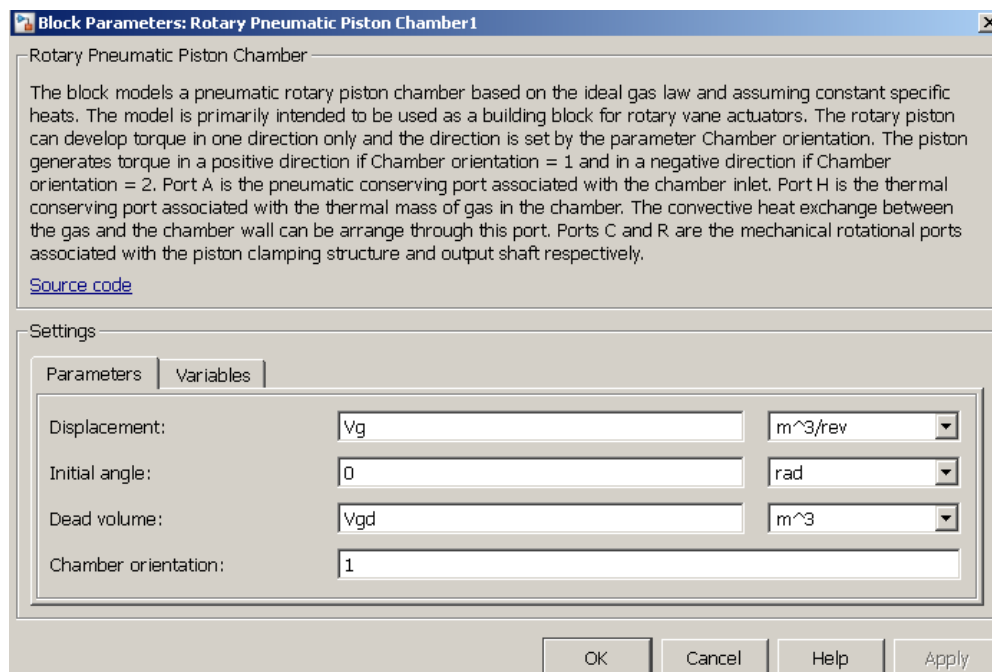


Obr. 6.17 Vnitřní uspořádání bloku pneumatického motoru

$$G = \frac{V_0 + D \cdot \theta}{RT} \left(\frac{dp}{dt} - \frac{p}{T} \frac{dT}{dt} \right) + \frac{D}{RT} \cdot p \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

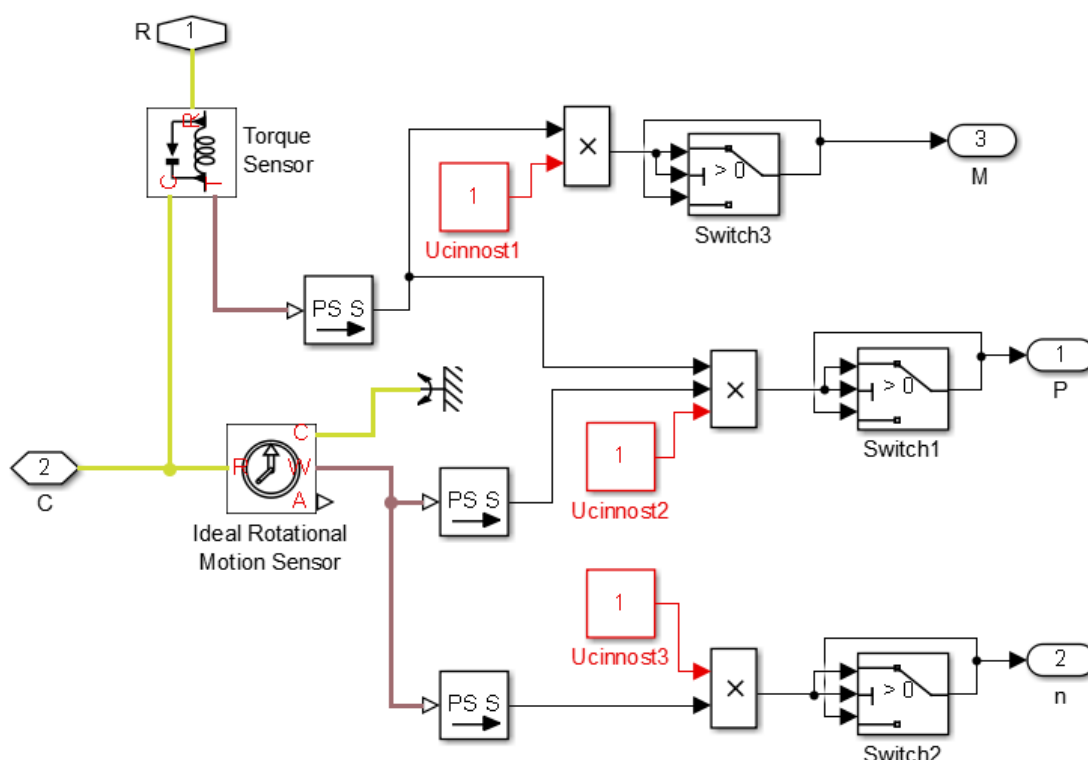
G	Mass flow rate at input port
V ₀	Initial chamber volume
D	Piston displacement (volume per unit angle)
Θ	Piston angle
p	Absolute pressure in the chamber
R	Specific gas constant
T	Absolute gas temperature
t	Time

Obr. 6.18 Hlavní rovnice motoru [16]



Obr. 6.19 Nastavení motoru

Blok snímačů je stejná jako u předešlého modelu (viz. Obr. 6.6). Pro úplnost jsou výstupní hodnoty ošetřeny proti klesání pod nulovou hodnotu. Navíc je zde možnost upravovat výslednou hodnotu pomocí bloku účinnosti.



Obr. 6.20 Vnitřní uspořádání bloku snímačů krouticího momentu a snímače otáček

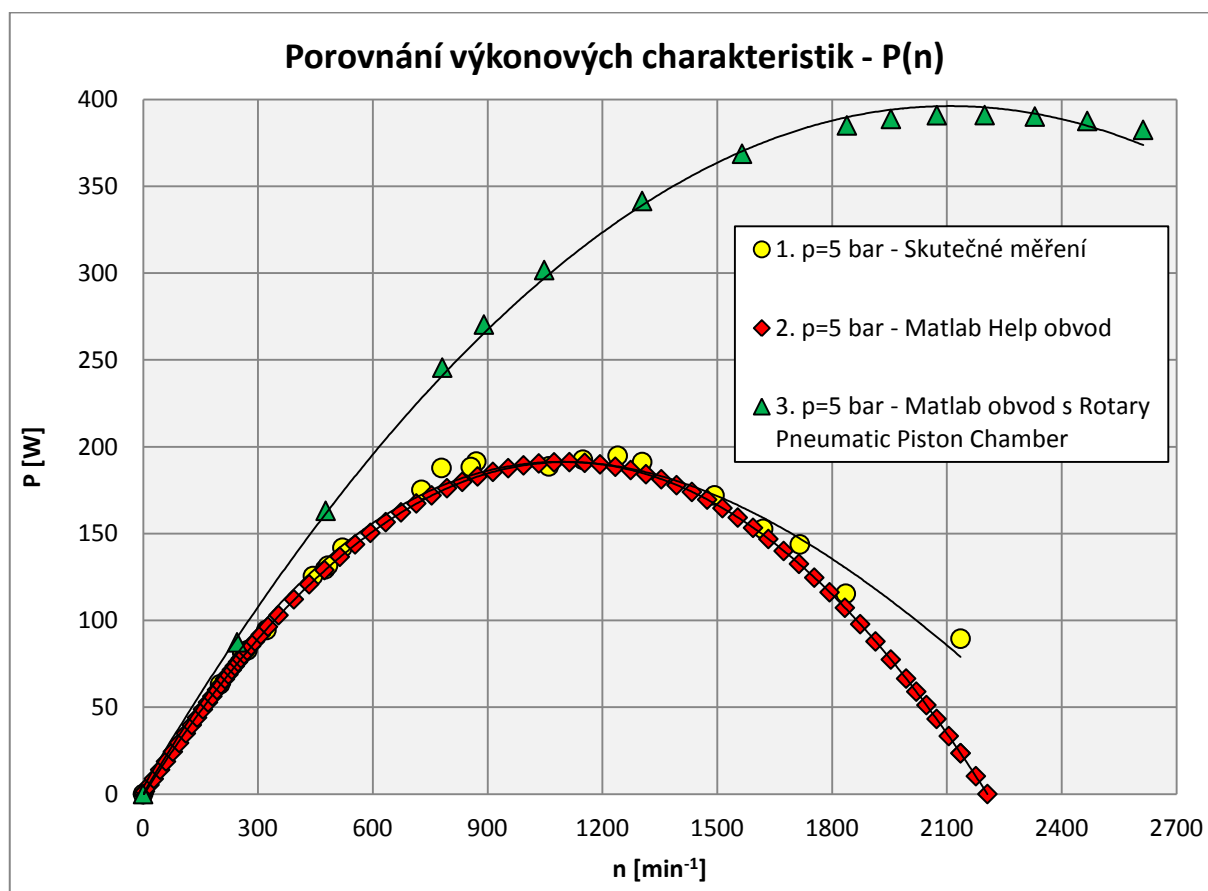
Z Obr. 6.15 je vidět, že k maření výkonu motoru byl opět použit ideální zdroj krouticího momentu. Jeho velikost je dále upravena pomocí účinnosti. Tato byla dle výpočtu v Excelu stanovena na 85 %.

Po dohodě s vedoucím práce nebyly popisovány matematické rovnice jednotlivých prvků obvodu. Ty jsou dohledatelné v podkladech Matlabu v sekci Help. [16]

6.3 Vyhodnocení matematické simulace

U prvního zvoleného přístupu, tedy modelace obvodu pomocí Helpu, bylo dosaženo velmi vysoké přesnosti vykazovaných výsledků. To je způsobeno především detailním zadáním hlavních charakteristik motoru – $M(n)$ a $Q(n)$. Výpočtová odchylka se pohybuje do 10 % oproti skutečně naměřeným hodnotám.

Druhý zvolený přístup se ukázal jako méně přesný. Vzhledem k tomu, že je zadán pouze geometrický objem motoru a „mrtvý objem“, probíhá pak celý výpočet dle rovnic obsažených v Matlab Simulinku. Z toho pramení velké výpočtové odchylky oproti skutečně naměřeným hodnotám, kdy do měření vstupovaly další vnější proměnné. Vše je viditelné z grafu 6.1.



Graf. 6.1 Porovnání výkonových křivek ze skutečného měření a modelů z Matlabu

7 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout zkušební zařízení pneumatických motorů, uvést dnes používané konstrukce, vybrat a specifikovat potřebné snímače. Dále pak zvolení způsobu brzdění motoru, navrhnout a sestavit zkušební stand, proměřit charakteristiky motorů, sestavit model obvodu v programu Matlab – Simulink – Simscape a provést porovnání nasimulovaných a reálně změřených veličin.

V úvodní teoretické části byly popsány všechny používané konstrukční řešení pneumatických rotačních motorů. Jsou zde uvedeny jejich základní parametry, popsány funkční principy a oblasti použití. Každý typ motoru je doplněn o obrázek, ze kterého je jasné pochopitelná funkce motoru.

Závěr úvodní kapitoly byl doplněn o přehled vyráběných motorů, respektive jejich hlavních pracovních veličin. Omezující hranicí výběru byl výkon do 500 W.

Následně byl vypracován podrobný návrh zkušebního zařízení. Nejprve byly zvoleny a detailně specifikovány snímače. Jednalo se o snímač krouticího momentu a snímač otáček. Poté bylo přikročeno ke specifikaci hlavních strojních komponent standu. Jednalo se o pneumatický rotační motor a upínání motoru - pružnou spojku a ložiskové těleso. V návaznosti na to byl zvolen způsob brzdění motoru hydraulickou kotoučovou brzdou značky Shimano, s průměrem brzdného kotouče 180 mm.

Po volbě výše zmíněných komponentů byl vytvořen 3D model, na základě kterého byla realizována výroba a stavba skutečného měřicího zařízení. Kompletní výkresová dokumentace je obsažena v příloze diplomové práce.

Na sestaveném měřicím zařízení proběhlo měření charakteristik rotačního pístového motoru Parker P1V-P012F01800. Pro účely měření byl motor připojen do pneumatického obvodu, který byl osazen o pneumatické snímače tak, aby bylo možné sledovat především průtok vzduchu a pracovní tlak. Dále proběhly modifikace pneumatického obvodu, tak aby bylo možné změřit charakteristiky motoru při škrcení škrticím ventilem na vstupu nebo výstupu z motoru. Proběhlo měření zaměřené na prozkoumání dynamiky systému. Jako poslední měření bylo uskutečněno zatěžování rotačního lamelového motoru (spojeného s pístovým motorem), který byl brzděn pomocí škrticího ventilu zapojeného na výstup z pístového motoru. Hodnoty získané měřením byly zpracovány a byly z nich vypočítány základní veličiny jako např. výkon a účinnost. Tyto pak posloužily jako základ pro tvorbu

grafů zachycující momentové, výkonové, průtokové a účinnostní charakteristiky. Díky zpracovaným datům proběhlo srovnání s katalogem výrobce. Bylo zjištěno, že naměřené výkony jsou v celém spektru otáček vyšší, než udává výrobce. Vyhodnocení škrcení na vstupu nebo výstupu odhalilo zajímavou skutečnost, a to že tvar a průběh křivky při škrcení na výstupu se neshodují s katalogy výrobce. Dále bylo zjištěno, že záběrový moment při škrcení na vstup nebo výstupu z motoru je vždy stejný, což katalogy výrobců uvádějí odlišně.

Závěrečná část tohoto srovnávacího bloku byla věnována srovnání naměřených hodnot s hodnotami od diplomanta Ing. Tomáše Huberta, který se touto problematikou zabýval v roce 2013. Z porovnání bylo zjištěno, že brzdění motoru pomocí kotoučové brzdy vykazuje větší měřitelný rozsah, vztaženo k pracovním otáčkám motoru. Výkonové charakteristiky vykazují opět zvýšené hodnoty v celém měřeném spektru.

V poslední kapitole byl sestaven pneumatický obvod pomocí programu Matlab Simulink Simscape. Zvoleny byly dva přístupy pro modelaci. První se opírá o podklady z Helpu v Matlab Simulinku, kdy byly zadány naměřené charakteristiky chování, přímo do motoru. Druhá varianta byla vytvořena s použitím prvku Rotary Pneumatic Piston Chamber, kdy byl zadán pouze geometrický objem motoru, moment setrvačnosti rotujících součástí a „mrtvý objem“. U obou variant proběhlo nastavení prvků obvodu, zatěžování motoru a vyhodnocení hlavních veličin.

Z vykazovaných výsledků lze konstatovat, že obvod obsahující motor s přesně zadanými charakteristikami, vykazoval velmi přesné výpočtové hodnoty s velmi malými odchylkami oproti skutečnému měření. Druhý přístup, založen na Rotary Pneumatic Piston Chamber, vykazuje podstatně menší přesnost výsledků.

8 Použité zdroje:

- [1] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanism díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB – TUO, 1996. 267 s. ISBN 80 – 7078 – 306 – 0
- [2] TULEJA, Peter. Application Possibilities of Rotary Pneumatic Drives Using. *Journal of Mechanical Engineering* [online]. (6, 275 - 280), 6 [cit. 2016-03-29]. DOI: 10.12691/ajme-3-6-25. Dostupné z: <http://pubs.sciepub.com/ajme/3/6/25>
- [3] TSA - Technologie speciali applicate. *Operating & Maintenance Manual Lubricated Vane Air motors*[online]. Via Calari, 16 40069 Zola Predosa, BOLOGNA-ITALIA, 2014, [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://www.tsabologna.com/eng/sc/Air-motors/3-8-0/Air-motors-with-blades/>
- [4] HYDRAULIC & PNEUMATICS. *Air Motor Selection and Sizin* [online]. 2012, 01-01-2012(1), 7 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/FluidPowerAcces/Article/False/6422/TechZone-FluidPowerAcces?page=1>
- [5] BIBUS AIR MOTORS. *PNEUMATIC RADIAL PISTON MOTOR* [online]. Dec. 2008 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: http://www.bibus.es/fileadmin/product_data/bibus/documents/bibus_air-motors_chapter_ptm_en_12-2008.pdf
- [6] PARKER. *Pneumatic Rotary Actuators & Airmotors: Catalogue PDE2613TCUK* [online]. 2012, 242 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: http://www.parker.com/literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/Rotary_Actuators_Platform_Catalogue_PDE2613TCUK.pdf
- [7] PARKER HANNIFIN CORPORATION. *Radial Piston Air Motor - PIV-P Series - Catalogue PDE2538TCUK*[online]. 2015, , 40 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/Radial%20Piston%20Air%20Motor%20-%20PIV-P%20Series%20-%20Catalogue%20PDE2538TCUK.pdf>
- [8] KUMŠTA, František. *Pneumatické pohony: Rotační pneumatické motory* [online]. 2013, , 6 [cit. 2016-03-29]. DOI: CZ.1.07/1.5.00/34.0425. Dostupné z: www.isstbn.cz/soubor/vy-32-inovace-314-pdf/

- [9] *Bike.shimano.com* [online]. [cit. 2016-03-29]. Dostupné z:
<http://bike.shimano.com/content/sac-bike/en/home/components11/mountain/zee1.html>
- [10] *Bike.shimano.com* [online]. [cit. 2016-03-29]. Dostupné z:
<http://cycle.shimano-eu.com/content/seh-bike/en/home/mtb/shifting---braking/disc-rotors/smart66.html>
- [11] BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modeling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323p. ISBN 978 – 3 – 540 – 69470 – 0
- [12] Festo s.r.o. *Úspory nákladů a energie* [online]. Praha, 2 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z:
https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/330165/Uspery_energie.pdf
- [13] Shimano M640 Zee Hydraulic Disc Brakes: Tested: Shimano Zee Disc Brakes - Affordable Power. *VITALMTB.COM* [online]. [cit. 2016-05-09]. Dostupné z:
<http://www.vitalmtb.com/product/guide/Hydraulic-Disc-Brakes,11/Shimano/M640-Zee,12169#product-reviews/1220/expand>
- [14] Shimano Zee M640 mountain bike disc brakes: Powerful bargain brake. *Bikeradar.com* [online]. [cit. 2016-05-09]. Dostupné z:
<http://www.bikeradar.com/mtb/gear/category/components/disc-brake-systems/product/review-shimano-zee-m640-brakes-14-48060/>
- [15] HUBERT, T. *Ověření pracovních charakteristik pneumatického radiálního pístového motoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 59 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.
- [16] Matlab Simulink Simscape, ver. 2015a, Help

Internetové zdroje obrázků:

- [16] www.cheapestbuy.de/WebRoot/Store23/SAM1985.JPG
- [17] www.nsmarket.gr/en/var/domain/nsmarket/upload/000/941..png?rev=1442587481
- [18] www.hydrotechnik.co.uk/product/
- [19] www.ntn-snr.com/SNR_bearing_unit_with_cast_iron_or_pressed_steel_housing.
- [20] www.rl-hydraulics.com/fileadmin/pdf/4.%20Kupplungen_Couplings/Spidex.pdf

Seznam výkresové dokumentace

Sestavné výkresy a výkresy svarků

Měřicí stand - kompl.	REH0040-01-01
Nosný rám - pravý	REH0040-02-001
Nosný rám	REH0040-02-01
Nosný rám - levý	REH0040-02-002
Nosný rám - horní	REH0040-02-003
Podstavec - NM	REH0040-03-01
Podpěra - LD	REH0040-04-01

Výrobní výkresy

Noha - s dírou	REH0040-02-001-01
Rám - spodní ukotvení	REH0040-02-001-02
Nosný rám - levý	REH0040-02-002
Noha	REH0040-02-002-01
Nosný rám - horní	REH0040-02-003
Rám - podélný profil	REH0040-02-003-01
Rám - příčný profil	REH0040-02-003-02
Rám - příčný profil 2	REH0040-02-003-03
Rozpěrná trubka - NM	REH0040-03-001
Podstavec - NM - plech	REH0040-03-002
Podpěra - LD 35x3	REH0040-04-001
Podpěra - LD - výpalek	REH0040-04-002
Podpěra - PM	REH0040-05-01
Plech - deska	REH0040-06-01
Plech - držák brzdy	REH0040-07-01
Základová deska	REH0040-08-01

Hřídel motoru	REH0040-09-01
Hřídel ložiska	REH0040-10-01
Kryt kotouče	REH0040-11-01
Kryt snímače a spojky	REH0040-12-01

Kusovníky

Sestava - 01 -01

Sestava - 01 -01b

Sestava - 02 -01

Sestava - 03 -01

Sestava - 02 -002

Sestava - 02 - 003

Sestava - 04 - 01

Sestava - 02 - 001

Seznam příloh

Příloha A – Dotaz a odpovědi na výrobce kotoučových brzd

Příloha B – Grafické zobrazení vyráběných komponent standu

Příloha C – Parametry a rozměry ložiskové jednotky UCP 205

Příloha D – Doplnující grafy – základní měření

Příloha E - Doplnující grafy – proměřování lamelového motoru

Příloha F – Doplnující grafy – porovnání s výsledky Ing. Huberta

Příloha G- Vypočtené momenty setrvačnosti – hřídele ložiska, hřídele motoru a kotouče

Přílohová část

Příloha A, str. 1

Zaslaný dotaz:

Dear Sir/Madam,

my name is Vojtech Rehacek and I am student at Technical University of Ostrava in Czech Republic. In my theses I do inspect characteristics of rotary piston engine Parker PIV-P012F01800. As a part of my research plan I need to impede its power by hydraulic brake Shimano ZEE with brake discs of 180 mm diameter. The engine has maximum revolution of 900 rpm.

My question is whether or not will the brake disc of your production (Standard rotor) withstand the revolution of 900 rpm (this revolution equals the speed of 126 km/h for 29x2,2 wheel). And if possible, could you please tell me what are the maximum revolution for the disc is?

Thank you in advance for your kind help

With best regards

Vojtech Rehacek

Nejužitečnější odpověď jsem dostal od firmy HOPETECH z Velké Británie a od Amerického koncernu SRAM.

Odpověď od HOPETECH:

Hello

We have tested a 203 vented rotor on a 20" wheel at 140KPH but as we only make rotors for cycles we have not tested them at higher speeds.

Kind regards

Johnny

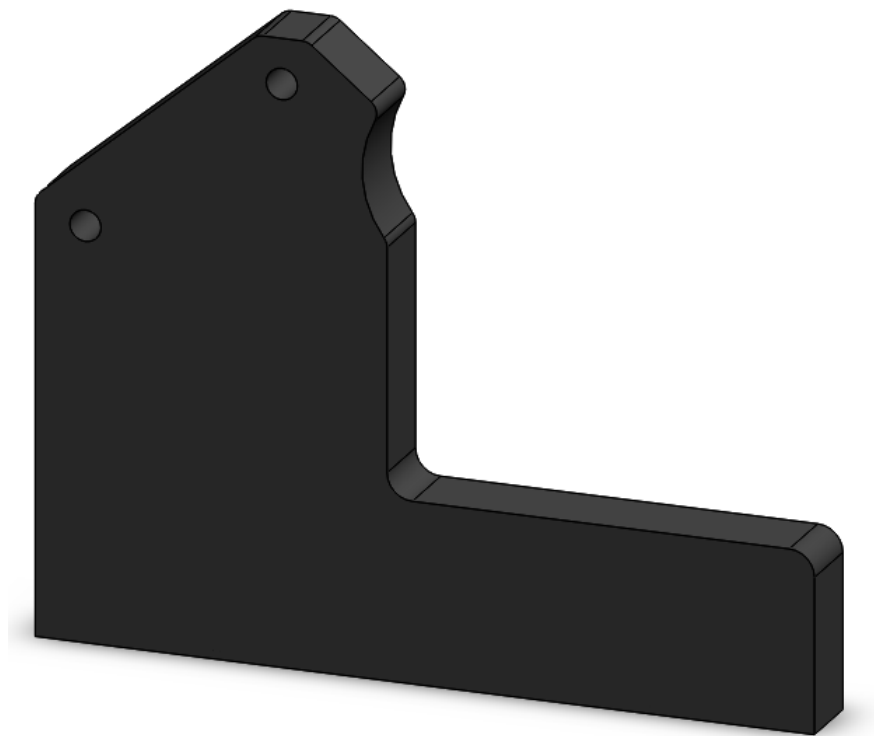
Odpověď od SRAM USA:

Hello Vojtech,

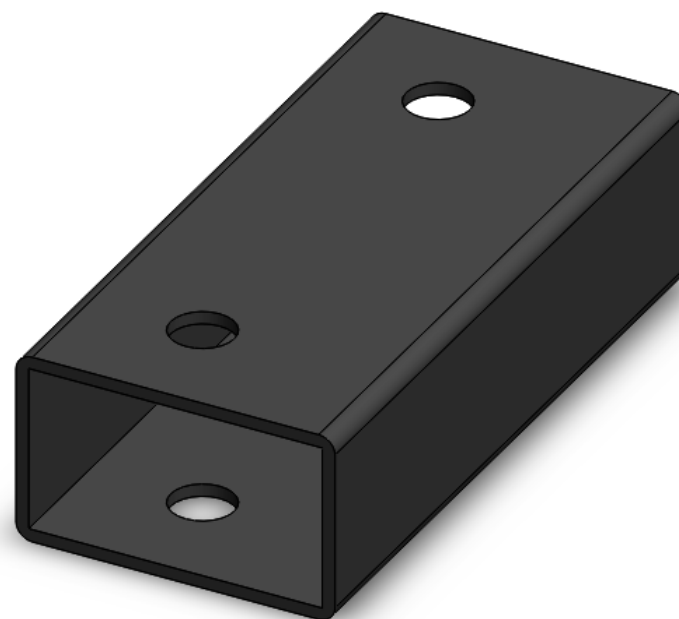
Thank you for your message. SRAM makes brakes designed and tested for bicycles not dynamometers. Bicycles are capable of generating 800watts and general ridings speeds of 100 km/hr. Machine motors are capable applying loads to brakes in ways that are different than a typical riding scenario. Our brakes are designed to be compliant with ISO 4210-4 safety standards, which define braking load and lever force requirements. SRAM does not endorse or support the use of disc brakes in any application different than on a bicycle.

Regards,

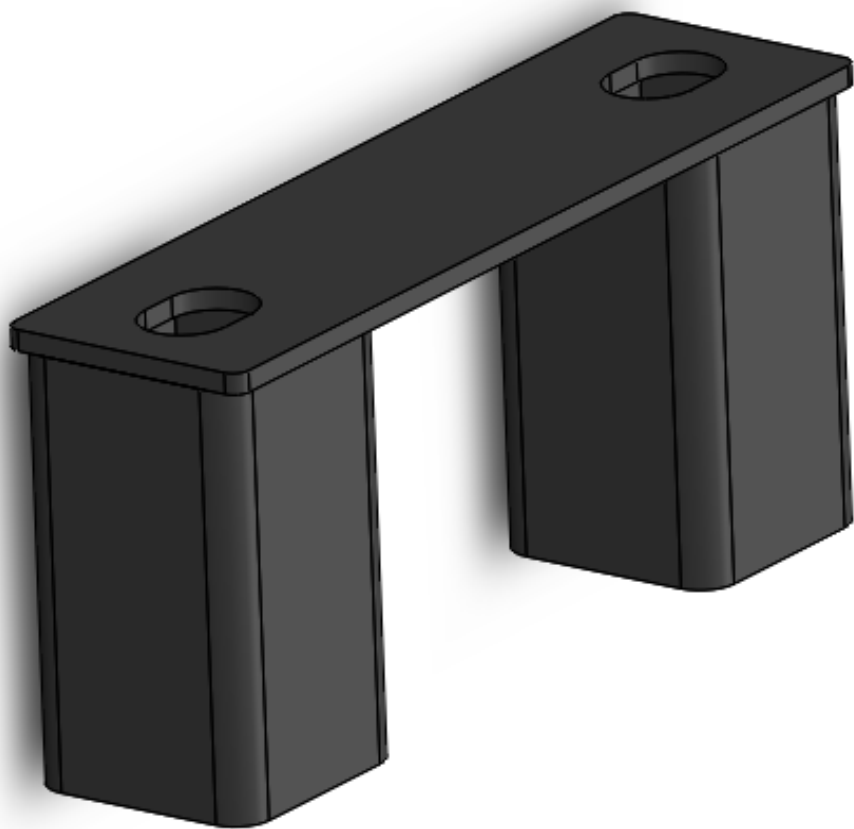
SRAM USA



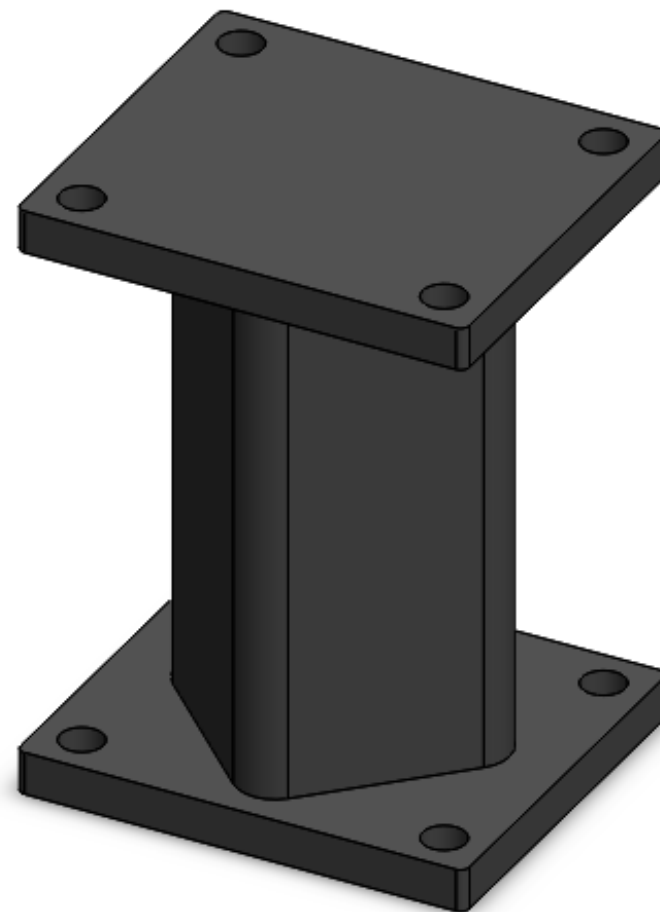
Obr. 1 Držák brzdy



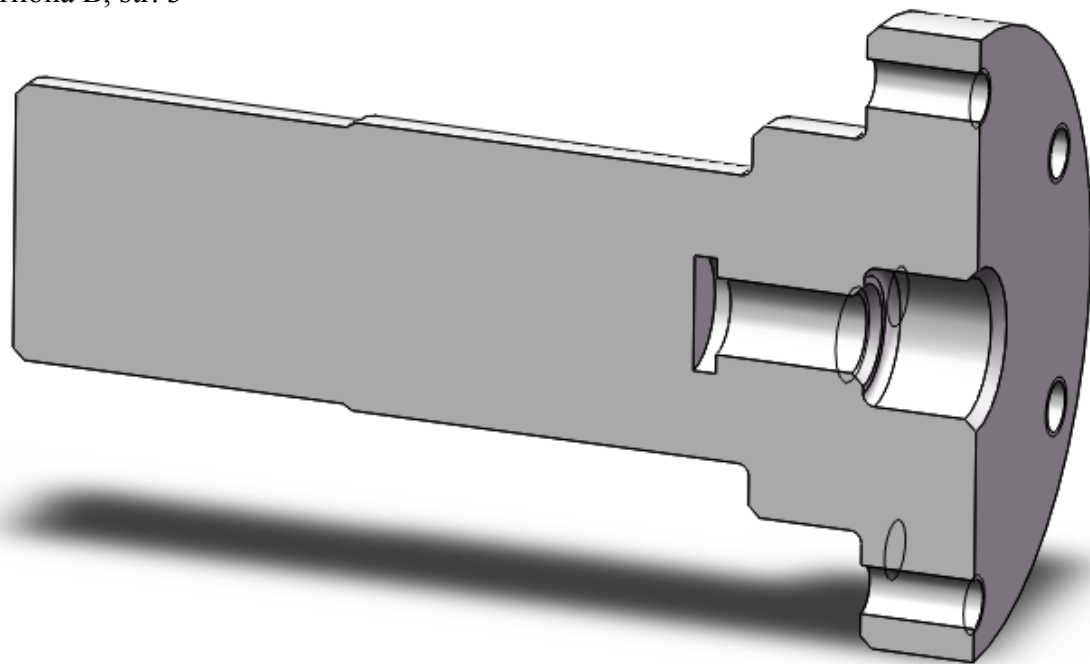
Obr. 2 Podstavec motoru



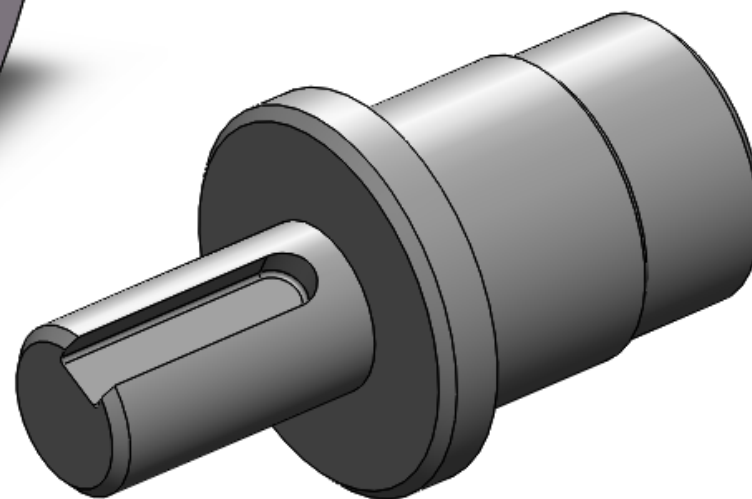
Obr. 3 Podstavec ložiska



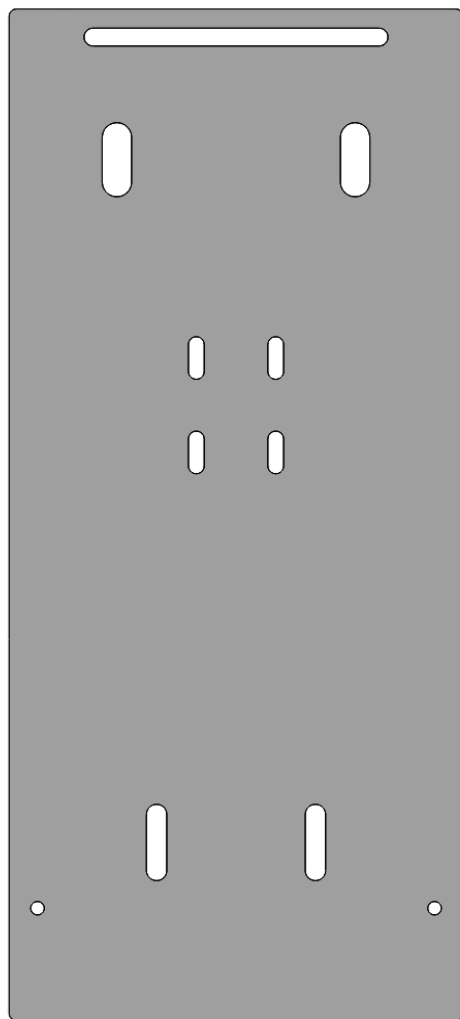
Obr. 4 Podstavec snímače krouticího momentu



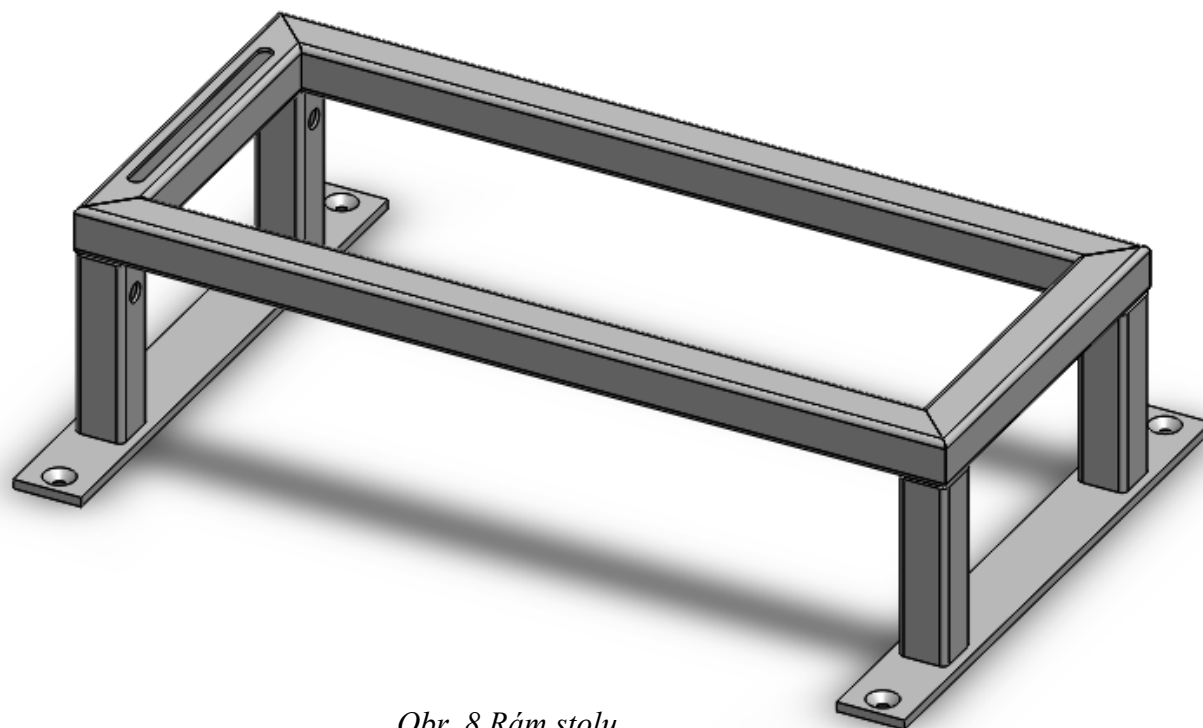
Obr. 5 Hřídel ložiska



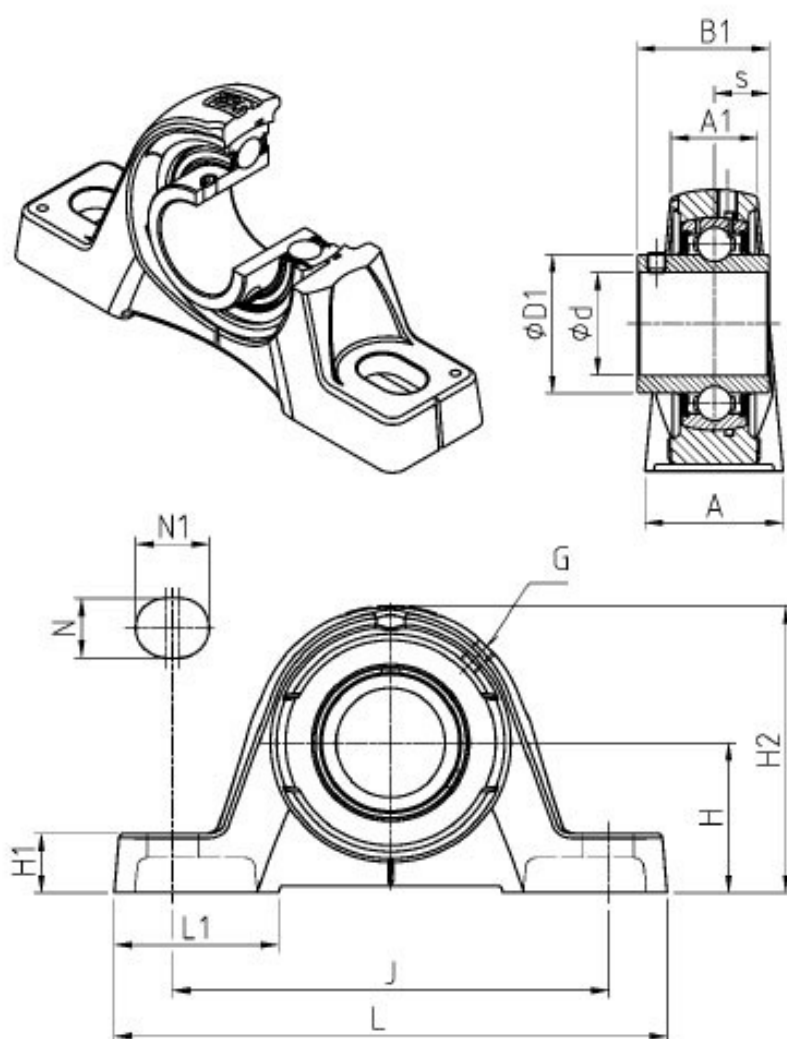
Obr. 6 Hřídel motoru



Obr. 7 Deska stolu



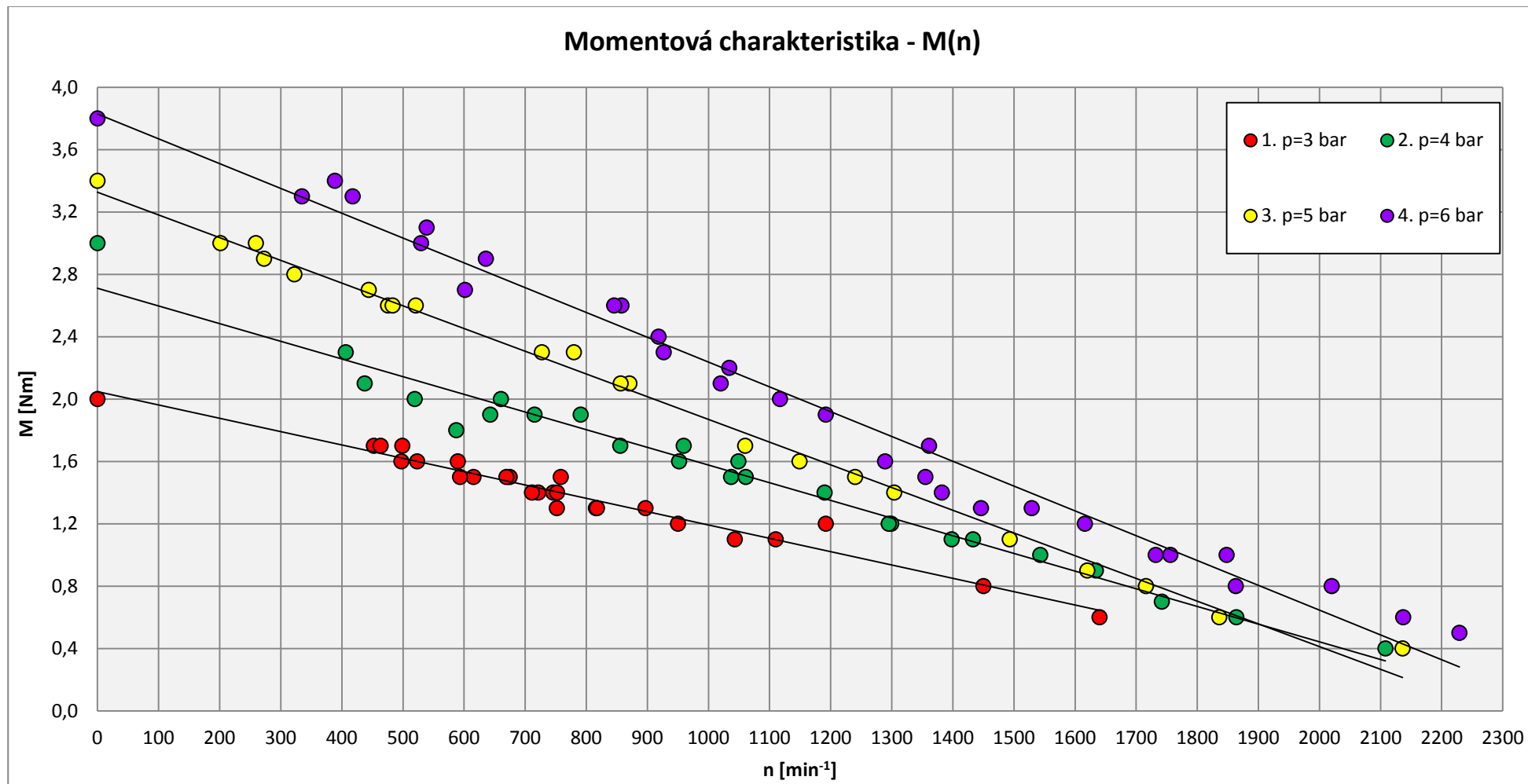
Obr. 8 Rám stolu



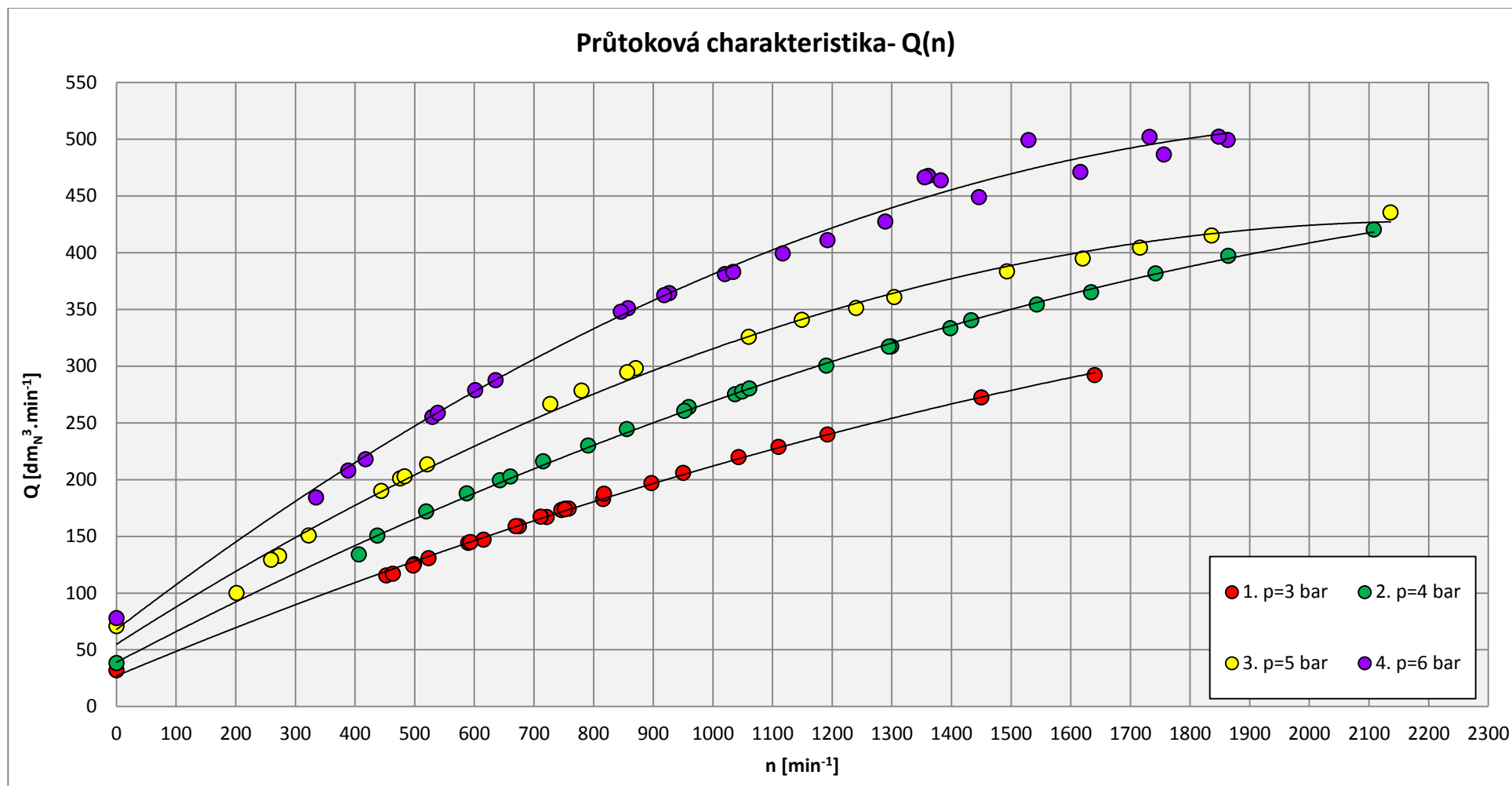
Obr. 9 Rozměrové značení UCP 205

Tabulka 1. Rozměrové informace o UCP 205

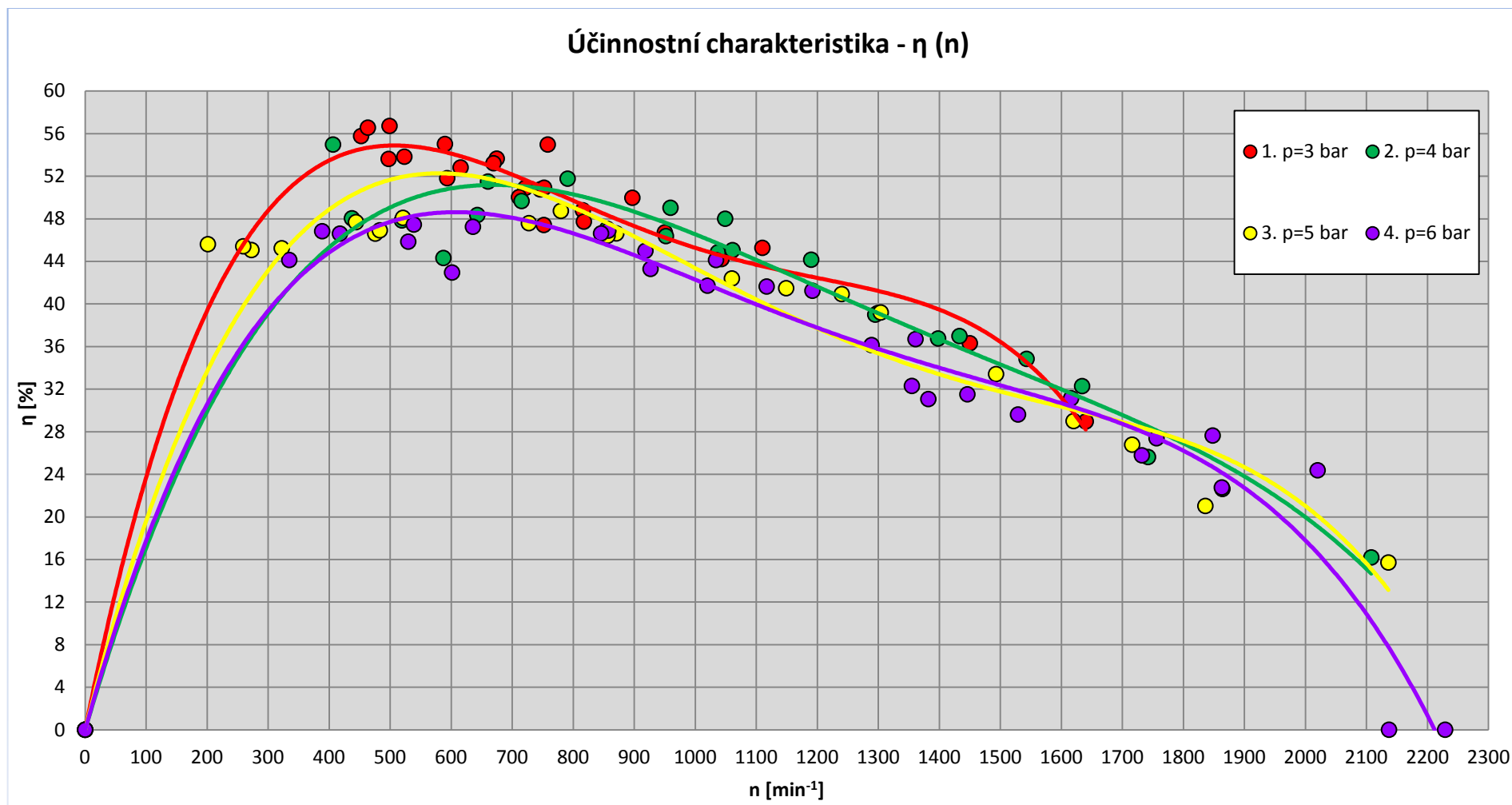
Označení na výkrese a ostatní informace	Rozměr [mm]
Vnitřní průměr (d)	25
L	140
H	36,5
A1	26
A	38
J	105
H2	70
B1	34
Váha	0,84 kg



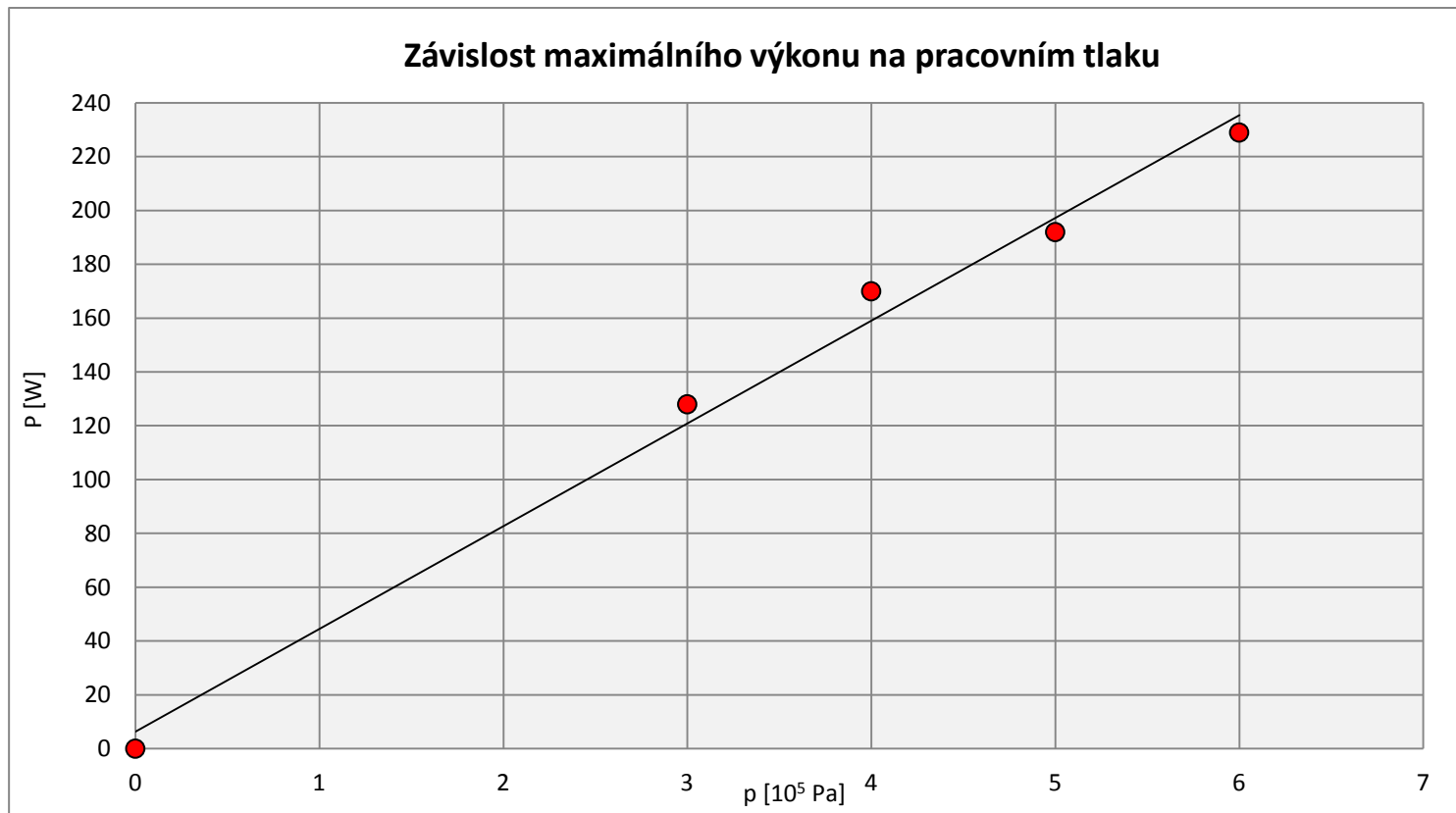
Graf. 1 Momentová charakteristika



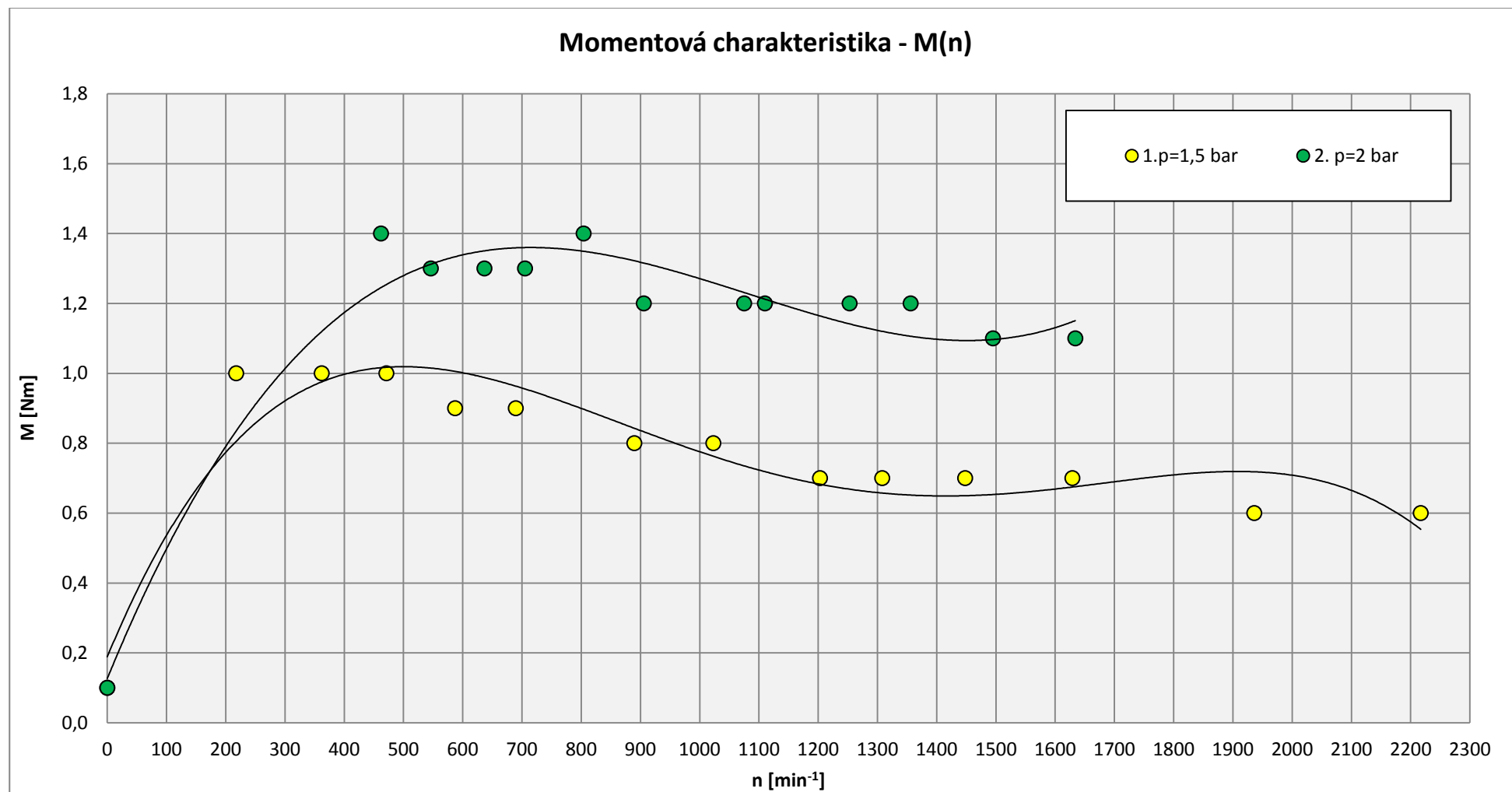
Graf. 2 Průtoková charakteristika



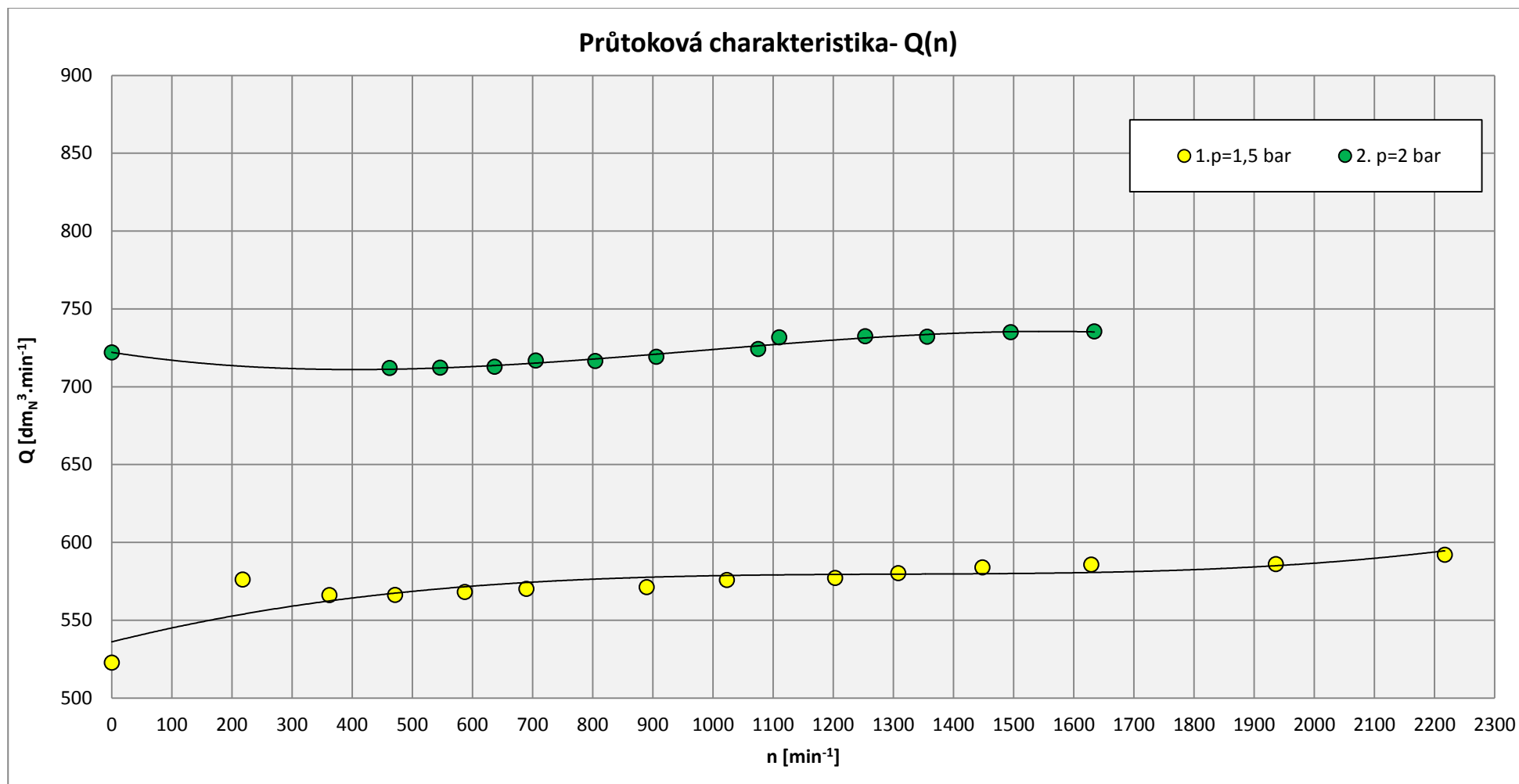
Graf. 3 Účinnosti motoru pro všechny měřené tlaky – plný rozsah os



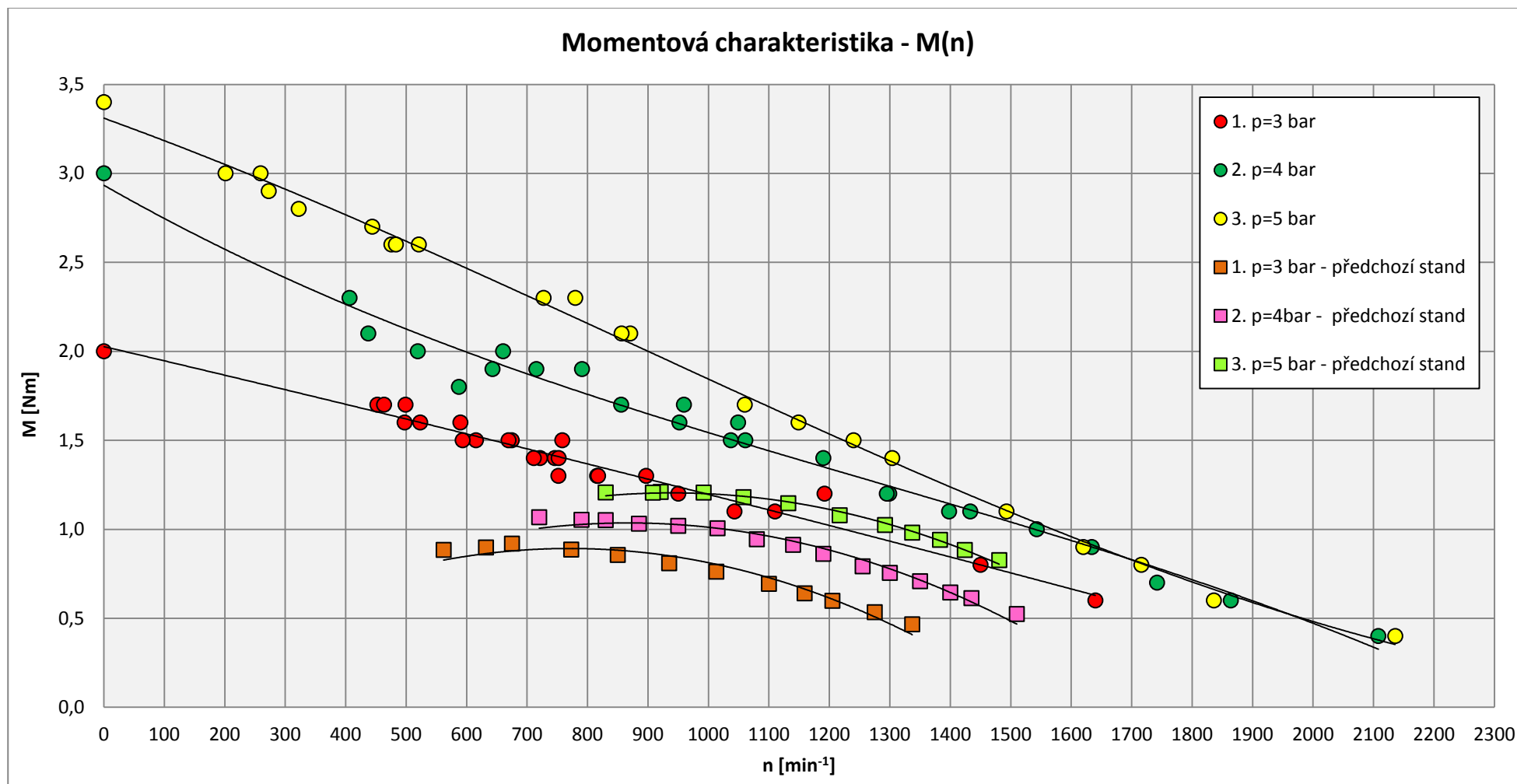
Graf. 4 Závislost maximálního výkonu na pracovním tlaku



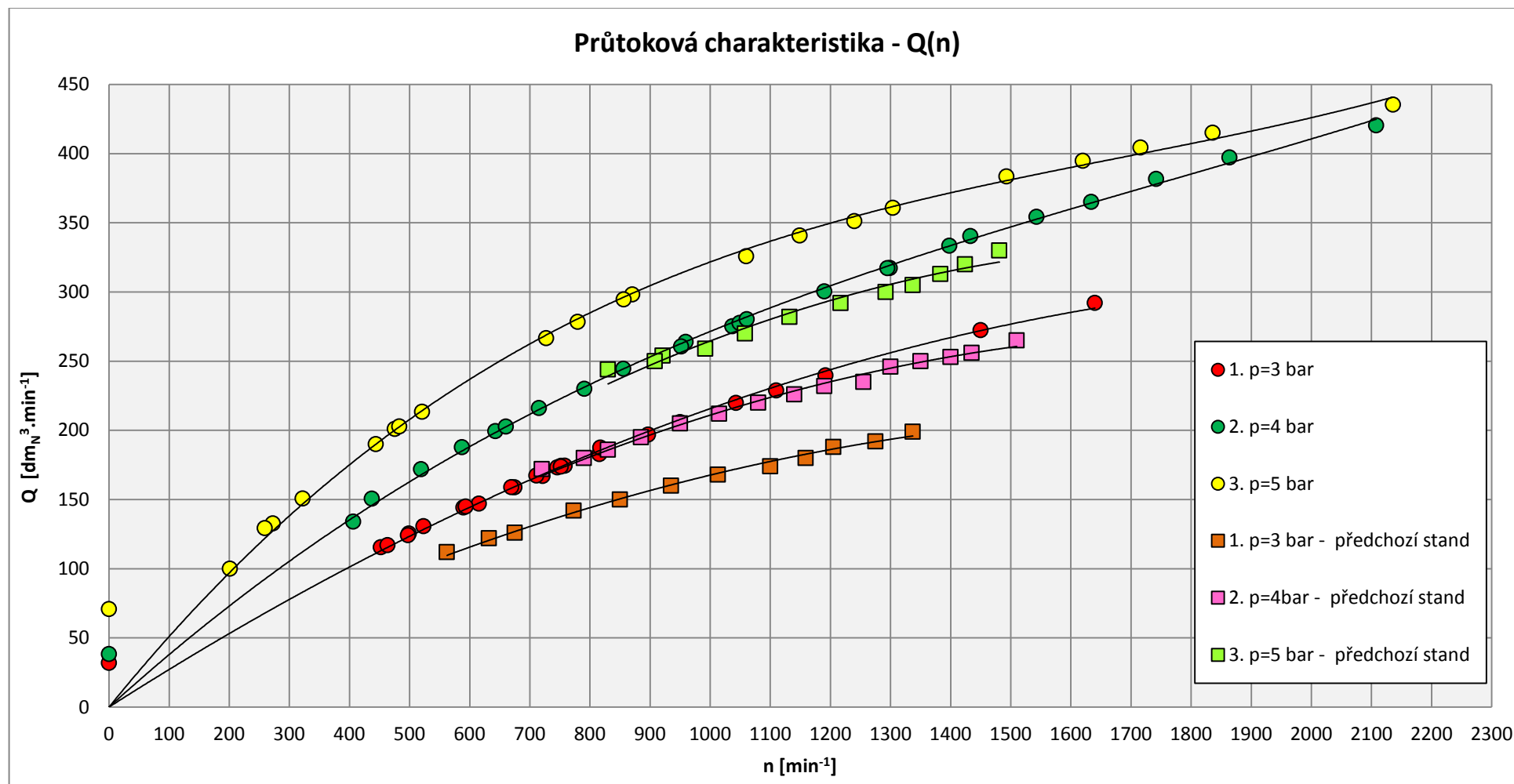
Graf. 5 Momentová charakteristika



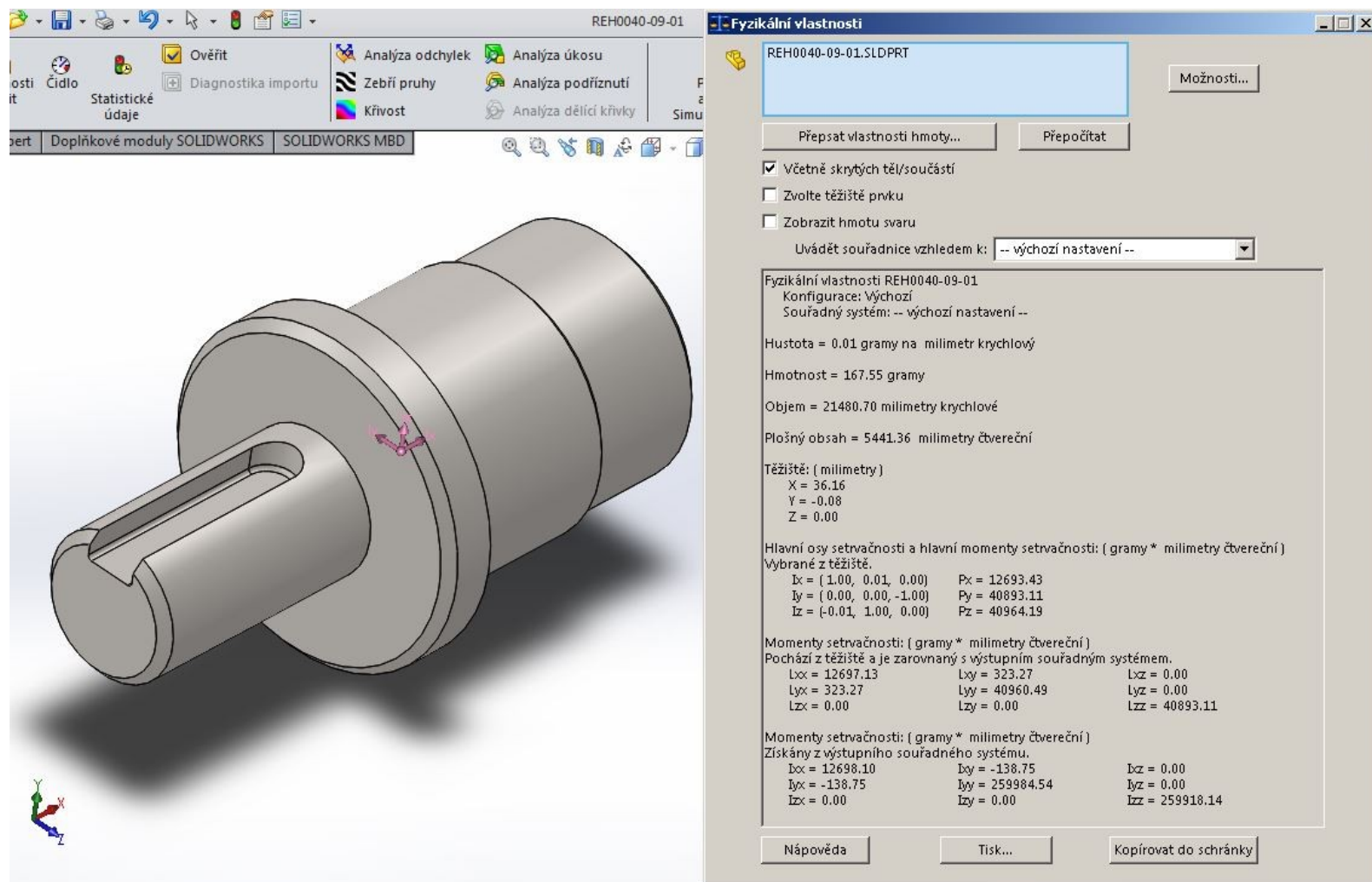
Graf. 6 Průtoková charakteristika



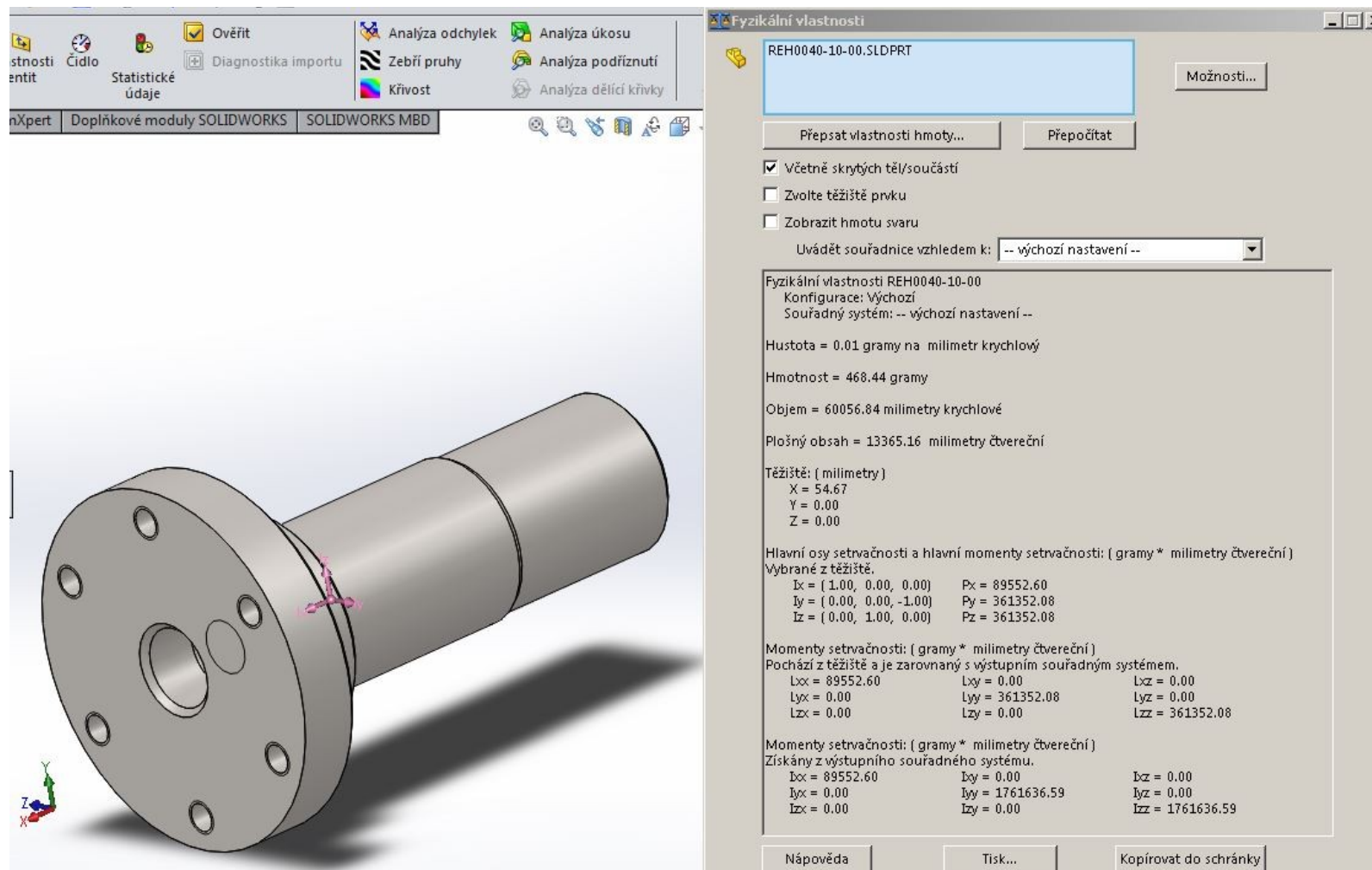
Graf. 7 Momentová charakteristika



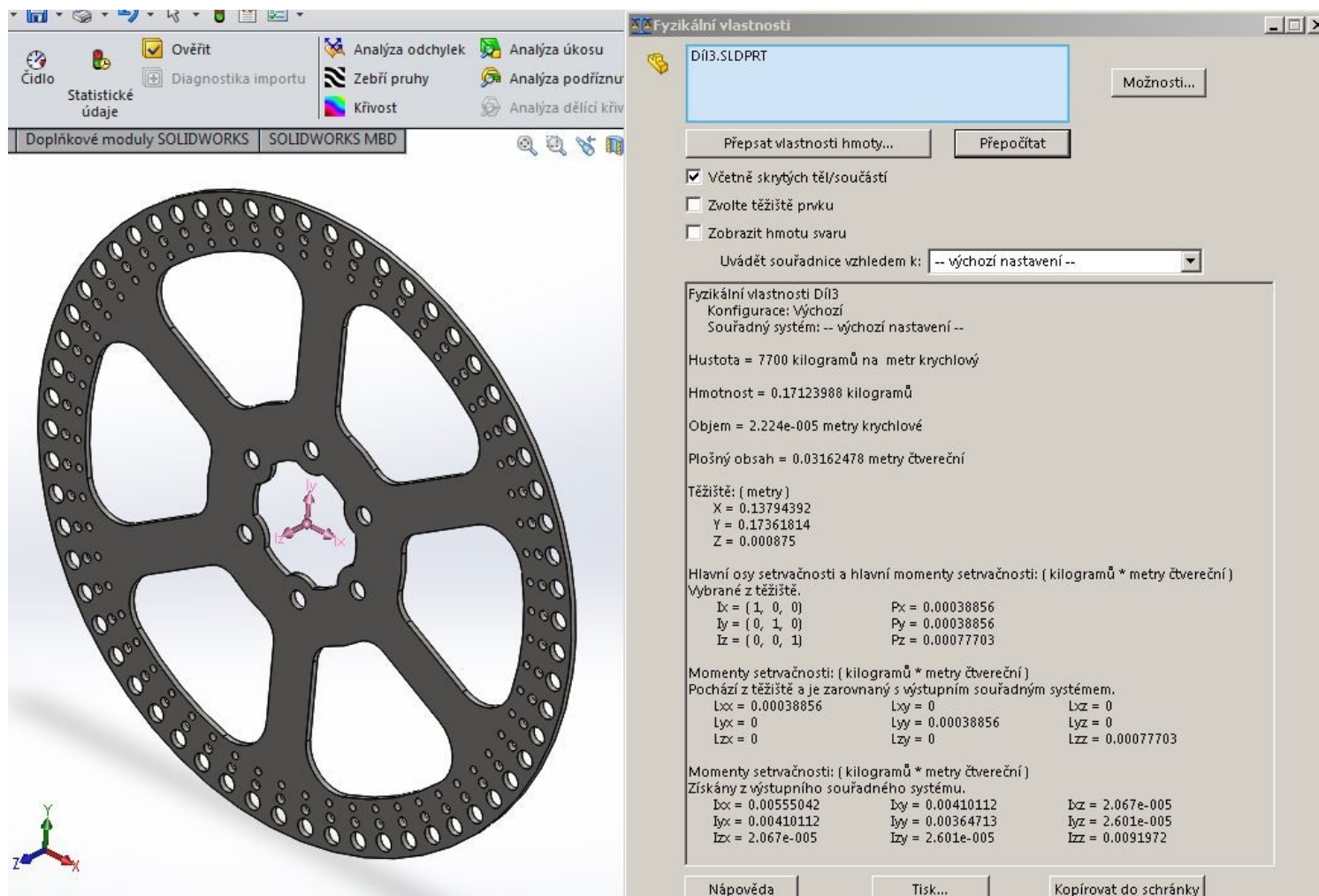
Graf. 8 Průtoková charakteristika



Obr. 10 Vypočtené parametry hřídele motoru



Obr. 11 Vypočtené parametry hřídele ložiska



Obr. 12 Vypočtené parametry brzdového kotouče